

10211500000043-cover\_id.pdf  
10211500000043-cover\_en.pdf  
10211500000043-approval\_sheet.pdf  
10211500000043-abstract\_id.pdf  
10211500000043-abstract\_en.pdf  
10211500000043-biography.pdf  
2115030043-preface.pdf  
10211500000043-Table\_of\_content.pdf  
10211500000043-illustration.pdf  
10211500000043- tables.pdf  
10211500000043-chapter1.pdf  
10211500000043-chapter2.pdf  
10211500000043-chapter3.pdf  
10211500000043-chapter4.pdf  
10211500000043-conclusion.pdf  
10211500000043-enclosure.pdf  
10211500000043-bibliography.pdf



## **TUGAS AKHIR - TM 145502**

# **ANALISA PENGARUH TEKANAN VAKUM TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR PADA PLTU BLOK III PT. PJB UP GRESIK**

**FRISKA PUTRI OKTAVIASARI**  
**NRP. 2115 030 043**

**Dosen Pembimbing 1**  
**Ir. Denny M.E. Soedjono, MT**  
**19570331 198803 1 001**

**Dosen Pembimbing 2**  
**Ir. Joko Sarsetiyanto, MT**  
**19610602 198701 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI**  
**Fakultas Vokasi**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya**  
**2018**



## **TUGAS AKHIR - TM 145502**

# **ANALISA PENGARUH TEKANAN VAKUM TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR PADA PLTU BLOK III PT. PJB UP GRESIK**

**FRISKA PUTRI OKTAVIASARI  
NRP. 2115 030 043**

**Dosen Pembimbing 1  
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT  
19570331 198803 1 001**

**Dosen Pembimbing 2  
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT  
19610602 198701 1 001**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018**



## **FINAL PROJECT - TM 145502**

# **ANALYSIS OF VACUM PRESSURE ON HEAT TRANSFER RATE AND EFFECTIVNESS AT CONDENSOR AT PLTU BLOK III PT. PJB UP. GRESIK**

**FRISKA PUTRI OKTAVIASARI  
NRP. 2115 050 043**

**1<sup>st</sup> Counselor Lecturer  
Ir. Denny M.E. Soedjono, MT  
19570331 198803 1 001**

**2<sup>nd</sup> Counselor Lecturer  
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT  
19610602 198701 1 001**

**INDUTRIAL ENGINEERING MACHINERY DEPARTEMENT  
Faculty of Vocation  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2018**

## **LEMBAR PENGESAHAN**

### **ANALISA PENGARUH TEKANAN VAKUM TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR PADA PLTU BLOK III PT. PJB UP GRESIK**

#### **TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
Pada  
Bidang Studi Konversi Energi  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**FRISKA PUTRI OKTAVIASARI**  
NRP. 2115 030 043

Disetujui Oleh

Pembimbing Tugas Akhir 1

Pembimbing Tugas Akhir 2

Ir. Denny M. E. Soedjono, MT  
NIP. 19570331 198803 1 001

Ir. Joko Sarsetiyanto, MT  
NIP. 19610602 198701 1 001

**SURABAYA, JULI 2018**

# **ANALISA PENGARUH TEKANAN VAKUM TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIVITAS KONDENSOR UNIT 3 PLTU PT. PJB UP GRESIK**

**Nama Mahasiswa** : Friska Putri Oktaviasari  
**NRP** : 2115 030 043  
**Jurusan** : Departemen Teknik Mesin  
Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Denny M. E. Soedjono, MT.

## **Abstrak**

Kondensor merupakan salah satu jenis *heat exchanger* yang berfungsi mengkondensasikan fluida gas menjadi cair. Kondensor adalah komponen utama pada siklus PLTU yang menjadi penyebab terbesar terjadinya losses pada siklus dan dapat mempengaruhi efisiensi suatu pembangkit. Jika laju perpindahan panas rendah, mengakibatkan kerja netto akan semakin meningkat. Mengetahui peran kondensor sangat penting dalam suatu siklus, maka perlu dilakukan analisa pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor Unit 3 PT. PLTU UP Gresik. Dengan melihat variasi tekanan vakum yang ada.

Data yang diambil dari tugas akhir ini adalah data rata-rata aktual per bulan selama 1 tahun. Metode perhitungan untuk analisa pengaruh tekanan vakum terhadap laju perpindahan panas dan efektivitas adalah *Log Mean Temperature Different (LMTD)* dan *Effectiveness – Number of Transfer Unit (NTU)*.

Dari hasil perhitungan, didapatkan nilai efektivitas tertinggi terjadi pada tekanan vakum yaitu 0,06854 bar dengan efektivitas sebesar 0,9945. Sedangkan nilai effektivitas terendah terjadi pada tekanan vakum 0,08090 bar dengan efektivitas 0,9905. Didapatkan semakin kecil tekanan vakum di dalam kondensor, menghasilkan efektivitas kondensor yang lebih baik. Hal tersebut sebanding dengan laju perpindahan panasnya.

**Kata Kunci** : *Kondensor, Tekanan Vakum, Laju Perpindahan Panas, Efektivistas*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **ANALYSIS OF VACUM PRESSURE ON HEAT TRANSFER RATE AND EFFECTIVNESS AT CONDENSOR AT PLTU BLOK III PT. PJB UP. GRESIK**

**Nama of student Univ.** : Friska Putri Oktaviasari  
**NRP** : 2115 030 043  
**Major** : Mechanical Industrial  
Engineering  
**Counselor Lecture** : Ir. Denny M. E. Soedjono, MT.

## **Abstract**

*Condenser is one type of heat exchanger that serves to condenser gas fluid into liquid. The condenser is the main component of the power plant cycle which is the biggest cause of losses in the cycle and can affect the efficiency of a plant. If the heat transfer rate is low, the net work will increase. Knowing the role of condenser is very important in a cycle, it is necessary to analyze the effect of vacuum pressure on the rate of heat transfer and condenser effectiveness Unit 3 PT. PLTU UP Gresik. By looking at the variations in available vacuum pressure.*

*In this final project, data taken the average of actual condition condenser per month for 1 year . Whereas, the method calculation of analysis of the effect of vacuum pressure on heat transfer rate and effectiveness are Log Mean Temperature Different (LMTD) and Effectiveness - Number of Transfer Unit (NTU).*

*From the calculation results, obtained the highest effectivity value occurs at a vacuum pressure of 0.06854 bar with the effectiveness of 0.9945. While the lowest effectivity value occurred at 0.08090 bar vacuum pressure with effectiveness 0.9905. The smaller the vacuum pressure inside the condenser, resulting in better condenser effectiveness. This is proportional to the rate of heat transfer.*

**Keywords : Condensor, Vacum Pressure, Heat Transfer Rate ,  
Effectiveness**



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BIODATA PENULIS

Penulis lahir di Tulungagung, pada tanggal 29 Oktober 1996, dari pasangan Bapak Miswanto dan Ibu Surtini, Penulis merupakan anak kedua dari tiga bersaudara

Penulis memiliki riwayat pendidikan formal seperti pada umumnya. Pendidikan formal yang telah ditempuh yaitu TK Dharmawanita Ngrendeng Tulungagung (2002-2003), SD Negeri Ngrendeng 2, Tulungagung (2003 – 2009), SMP Negeri 1 Gondang, Tulungagung (2009 – 2012), dan SMA Negeri 1 Kauman, Tulungagung (2012 – 2015).

Pada tahun 2015 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2115 030 043. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi dan mengambil tugas akhir di bidang yang sama.

Selama kuliah, penulis aktif dalam bidang akademis yaitu sebagai Asisten Laboratorium Perautan Departemen Teknik Mesin Industri FV – ITS 2016/2017. Di bidang non-akademis, penulis aktif dalam berorganisasi dan pelatihan *leadership*. Dalam organisasi penulis aktif sebagai staff ahli Hubungan Mahasiswa Himpunan Mahasiswa Departemen Teknik Mesin Industri FV- ITS periode 2016/2017, Menjadi Bendahara Tim Event UKTK ITS periode 2016/2017. Mengikuti dan menjadi Ketua Progam Kreativitas Mahasiswa yang didanai dikti periode 2016/2017 Pelatihan yang pernah diikuti penulis antara lain, yaitu LKMM Pra-TD FTI - ITS, PKTI HMDM FTI - ITS. Penulis dengan senang hati menerima kritik dan saran yang membangun untuk kebermanfaatan tugas akhir ini. Penulis dapat dihubungi melalui email [friskaoktaviasari5@gmail.com](mailto:friskaoktaviasari5@gmail.com)

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan karunia-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir ini. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada pihak - pihak yang telah banyak membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini antara lain :

1. Kedua orang tua penulis ibu Surtini dan bapak Miswanto kemudian adik saya Fanisa Tutri Yuliasari dan kakak saya Angga Destian Wijayanto yang tak pernah berhenti berdo'a, dan selalu memberikan dukungan serta nasihat agar berusaha dan pantang menyerah. Terima kasih atas inspirasi dan kasih sayang yang selalu diberikan demi kesuksesan penulis.
2. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT. selaku Dosen Pembimbing 1 yang banyak memberikan ilmu yang bermanfaat, saran, dan masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
3. Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT. selaku Dosen Pembimbing 2 yang banyak memberikan bantuan serta masukan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
4. Bapak Ir. Dr. Heru Mirmanto, MT., selaku Ketua Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri. Terima kasih atas segala bantuan dan motivasinya.
5. Bapak Ir. Winarto, DEA selaku dosen wali yang selalu memberi masukan kepada penulis.
6. Dosen Penguji yang telah memberi masukan kepada penulis
7. Seluruh dosen dan karyawan Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri ITS.
8. Bapak Purwasito, Bapak Ali, Mas Taufik dan Mas Dedy dll, yang tidak dapat saya sebutkan satu per satu, saya ucapkan

terima kasih atas informasi, ilmu dan waktu yang diberikan selama di PT. PJB UP Gresik.

9. Mas Ramadhana Kurnia yang selalu memberi saran, dukungan serta doa untuk penulis.
10. Nadia Selva Baliningtyas sebagai *partner* dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.
11. Teman-teman Laboratorium Teknik Pendingin dan Pengkondisian Udara. Terimakasih atas kerjasama dan bantuan yang sangat berharga.
12. Sahabatku Addina Alfi, Fiya, Nindy, Milla, Ambar, Nadia, Betty, Widya, Monyet dan Nurman. Terima kasih atas dukungan, doa dan bantuan yang sangat berharga.
13. Teman-temanku yang berada pada “grup main” terimakasih atas saran, dukungan, dan yang selalu menemani.
14. Teman - Teman Departemen Teknik Mesin Indutri angkatan 2015, yang telah menemani selama tiga tahun terima kasih atas segalanya.
15. Serta berbagai pihak yang belum tertulis tetapi sangat berarti dalam penulisan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan masukan dari semua pihak. Semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

## DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Lembar Pengesahan	
Abstrak.....	i
Kata Pengantar.....	v
Daftar Isi.....	vii
Daftar Gambar.....	xi
Daftar Tabel.....	xiii

## BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan.....	3
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4

## BAB II DASAR TEORI

2.1 Tinjauan Pustaka.....	5
2.1.1 Gambaran Umum PLTU.....	5
2.1.2 Pengertian Umum Kondensor.....	6
2.1.3 Klasifikasi Kondensor.....	7
2.1.4 Vakum Condensor.....	10
2.1.5 Zona Kondensasi.....	11
2.2 Analisis Termodinamika.....	12
2.2.1 Hukum Kekekalan Massa.....	12
2.3 Energi Konsiderasi.....	14
2.3.1 Energy Balance.....	14
2.3.2 Perpindahan Panas.....	17
2.3.2.1 Perpindahan Panas Konduksi.....	17
2.3.2.2 Perpindahan Panas Konveksi.....	18
2.3.2.3 Perpindahan Panas Radiasi.....	18
2.3.2.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Luar Pipa.....	19
2.3.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi.....	22
2.3.2.6 Temperatur Dinding Pipa.....	25
2.3.2.7 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Dalam	

Pipa.....	26
2.3.2.8 <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> .....	27
2.3.2.9 <i>Log Mean Temperature Difference</i> .....	28
2.3.2.10 Metode NTU ( <i>Number of Transfer Unit</i> ).....	31

### BAB III METODOLOGI

3.1 Studi Literatur. ....	33
3.2 Pengambilan Data dan Survey Lapangan. ....	33
3.2.1 <i>Flow Chart</i> Metodologi Penyusunan Tugas Akhir. ....	34
3.3 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i> . ....	34
3.3.1 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i> .....	35
3.4 $\Delta T_{LM}$ di Setiap Zona. ....	35
3.4.1 <i>Flow Chart</i> $\Delta T_{LM}$ di Setiap Zona. ....	37
3.4.2 Perpindahan Panas pada Sisi Tube .....	37
3.5 Perpindahan Panas Pada Sisi Shell .....	39
3.5.1 Zona <i>Desuperheat dan Subcooling</i> .....	39
3.5.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Zona <i>Desuperheating dan Subcooling</i> .....	40
3.5.2 Zona <i>Condensing</i> .....	42
3.5.2.1 <i>Flow Chart</i> Laju Perpindahan Panas pada Zona <i>Condensing</i> .....	42
3.6 Laju Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient Total</i> .....	44
3.7 Efektivitas Kondensor .....	45
3.7.1. <i>Flow Chart</i> Perhitungan Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient Total</i> dan Efektivitas Kondensor .....	45

### BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

4.1 Perhitungan Performa Kondensor Sebelum <i>Overhaul</i> .....	47
4.2 Perhitungan <i>Mass Flow Rate Sea Water and Steam</i> .....	49
4.3 Analisis Perpindahan Panas.....	50
4.3.1 Metode LMTD ( <i>Log Mean Temperature</i>	

<i>Deifference</i> ) .....	51
4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam <i>Tube</i> .....	53
4.3.3 Perpindahan Panas di Luar <i>Tube</i> .....	54
4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total .....	66
4.3.5 <i>Overall Heat Transfer</i> Total .....	66
4.4 Perhitungan dengan Metode <i>Number of Transfer</i> <i>Unit (NTU) – Effectiveness (<math>\epsilon</math>)</i> .....	66
4.4.1 Perhitungan <i>Heat Capacity</i> .....	66
4.4.2 Perhitungan <i>Effectiveness</i> – NTU .....	67
BAB V PENUTUP	
5.1 Kesimpulan. ....	71
5.2 Saran. ....	71
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

***(Halaman ini sengaja dikosongkan)***



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Skema proses PLTU .....	5
Gambar 2.2 <i>Spray Condensor</i> .....	8
Gambar 2.3 Jet Surface Condensor .....	8
Gambar 2.4 Single Pass Condensor.....	9
Gambar 2.5 Two Pass Condensor.....	10
Gambar 2.6 Zona Kondensasi .....	11
Gambar 2.7 Konservasi Energi pada Volume Atur .....	15
Gambar 2.8 Aliran Fluida melintasi (a) <i>Aligned Tube</i> dan (b) <i>Staggered Tube</i> .....	20
Gambar 2.9 Susunan Tube (a) Aligned (b) Stageered .....	21
Gambar 2.10 Film Condensation in Radial System .....	23
Gambar 2.11 Distribusi Temperatur Dinding Pipa .....	25
Gambar 2.12 Aliran Paralel.....	29
Gambar 2.13 Counter Flow .....	30
Gambar 3.1 Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir.....	34
Gambar 3.2 Flow Chart Perhitungan <i>Mass Flow Rate</i> <i>Sea Water and Steam</i> .....	36
Gambar 3.3 Flow Chart $\Delta T_{LM}$ di setiap zona .....	37
Gambar 3.4 Flow Chart Perpindahan Panas pada Tube.....	39
Gambar 3.5 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona <i>desuperheating</i> dan <i>subcooling</i> .....	41
Gambar 3.6 Flow Chart laju perpindahan panas pada zona <i>Condensing</i> .....	44
Gambar 3.7 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient</i> Total dan Efektivitas .....	46
Gambar 4.1. Distribusi Temperatur .....	51
Gambar 4.2 Faktor koresi cross flow.....	53
Gambar 4.3 Susunan <i>Tube Staggered</i> .....	56
Gambar 4.4 Grafik Hubungan Tekanan Vakum dengan laju Perpindahan Panas.....	68
Gambar 4.5 Grafik Hubungan Tekanan Vakum dengan Efektivitas.....	69

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 <i>Constants for the tube bank in cross flow</i> .....	22
Tabel 4.1 <i>Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area</i> .....	47
Tabel 4.2 Data Aktual Kondensor bulan April 2017 .....	48
Tabel 4.3 <i>Constants for the tube bank in cross flow</i> .....	57
Tabel 4.4 <i>Constants for the tube bank in cross flow</i> .....	64
Tabel 4.5 Data Hasil Perhitungan Kondensor.....	67

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Semakin meningkatnya jumlah penduduk Indonesia, maka semakin meningkat pula kebutuhan energi listrik. Salah satu upaya yang dilakukan oleh pemerintah agar memenuhi kebutuhan listrik masyarakat terpenuhi yaitu dengan mengoptimalkan produksi listrik dari unit pembangkit yang ada di Indonesia yaitu PT.PLN Persero. PT.PLN Persero ini adalah salah satu perusahaan Badan Usaha Milik Negara (BUMN) yang dikelola sepenuhnya oleh pemerintah. PT.PLN Persero merupakan induk dari Indonesia Power dan Pembangkit Jawa Bali (PT.PJB). PT PJB mempunyai peran penting untuk memproduksi energi listrik Jawa Bali.

PT. PJB UP Gresik adalah salah satu perusahaan jasa dibidang produksi tenaga listrik yang berada di kawasan industri Gresik, untuk kemudian disalurkan kesistem interkoneksi Jawa - Bali. Jumlah daya listrik yang dihasilkan oleh unit pembangkitan ini sebesar 2.260 Mega Watt (MW) yang terdiri dari dua unit pembangkit listrik tenaga gas, empat unit pembangkit listrik tenaga uap, dan tiga blok pembangkit listrik tenaga gas dan uap. PT. PJB UP Gresik sendiri mempunyai peralatan – peralatan yang mendukung beroperasinya turbin uap yang berputar dan berhubungan dengan generator. Diantaranya adalah kondensor. Kondensor adalah salah satu jenis pesawat penukar kalor ( *heat exchanger* ) yang berfungsi mengkondensasikan uap bekas dari turbin atau fluida kerja. Proses pada kondensor yang terjadi adalah proses perpindahan panas antara fluida pendingin yang dilewatkan dalam pipa (*tubes*) kemudian uap dari *low pressure turbine* (fluida yang didinginkan) mengalir diluar pipa-pipa. Panas dari uap bekas diteruskan ke massa fluida pendingin melalui media pemisah yaitu permukaan perpindahan panas yang dibuat dengan pipa-pipa dengan ketebalan yang tipis dalam jumlah banyak untuk mencapai efektifitas terbaik penukar kalor. Apabila di dalam kondensor tidak memiliki sistem yang baik dalam mengkondensasikan uap

bekas, maka akan menambah biaya produksi air pengisi boiler akibat uap yang terbuang sia – sia pada kondensor.

Dalam tugas akhir ini akan membahas tentang efektivitas alat penukar kalor yang dilihat dari variasi kevakuman kondensor pada unit III PLTU PT.PJB UP Gresik, sehingga dapat diketahui besar nilai tekanan vakum di dalam kondensor yang perlu dijaga agar memiliki efektivitas kondensor yang baik.

## **1.2 Perumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang, maka dapat diambil beberapa rumusan masalah yang berhubungan dengan tugas akhir ini , yaitu:

1. Berapa besar pengaruh tingkat kevakuman terhadap Laju Perpindahan Panas pada Kondensor PLTU Unit III ?
2. Berapa besar pengaruh tingkat kevakuman terhadap efektivitas pada kondensor PLTU Unit III?

## **1.3 Batasan Masalah**

Agar pembahasan tidak terlalu meluas, penulis merasa perlu memberikan batasan permasalahan sebagai berikut :

1. Kondisi aliran di dalam dan di luar tube *steady state* dan *steady flow*.
2. Aliran didalam tube *fully developed*.
3. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan.
4. Ruang lingkup analisis hanya sebatas pada kondensor unit III PLTU Gresik
5. Perpindahan panas yang ditinjau hanya perpindahan panas secara konduksi dan konveksi dengan mengabaikan perpindahan panas secara radiasi
6. Hanya menganalisis perpindahan panas dari keluaran uap *low pressure turbine*, sementara kalor dari komponen lain yang terdapat pada kondensor diabaikan.
7. Menganalisis pada zona Kondensing
8. Head losses di dalam dan di luar tube diabaikan.
9. Analisa korosi dan kebocoran diabaikan.

10. Analisa material diabaikan.
11. Untuk material kondensor yaitu *Titanium*.

#### **1.4 Tujuan**

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah maka tujuan penelitian ini adalah :

1. Mengetahui hubungan laju perpindahan panas kondensor dengan variabel perubahan tekanan vakum.
2. Mengetahui hubungan nilai efektivitas kondensor dengan variabel perubahan tekanan vakum.

#### **1.5 Manfaat**

Dengan adanya penelitian ini diharapkan dapat digunakan sebagai :

1. Memperdalam ilmu tentang perpindahan panas.
2. Menjadi referensi pihak PT. PJB UP Gresik untuk menjaga nilai kevakuman kondensor agar pada tingkatan tekanan vakum yang optimal
3. Sebagai referensi untuk penelitian selanjutnya mengenai kondensor di PT. PJB UP Gresik
4. Metode penelitian yang digunakan sebagai rujukan penulis untuk mencapai tujuan penelitian dari Tugas Akhir ini adalah :
  1. Studi Literatur

Untuk mendapatkan dasar - dasar teori yang mengacu pada tema dari tugas akhir ini. Diperoleh dengan mencari referensi pada buku, makalah, jurnal, dan buku tugas akhir yang berhubungan dengan laju perpindahan panas dengan tujuan mendapatkan acuan untuk analisis dan perhitungan pada kondensor PLTU Unit III PT. PJB UP Gresik.

2. Analisis Data

Dari hasil pengujian akan menghasilkan data-data aktual yang kemudian dianalisis untuk mendapat nilai laju perpindahan panas dari perhitungan dengan metode *log mean temperature different* (LMTD) dan metode *number of transfer*

*unit* (NTU) pada kondensor PLTU Unit III PT. PJB UP Gresik yang telah dihitung.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Agar alur pemikiran penulis dapat diikuti dan dipahami secara utuh maka laporan tugas akhir ini disusun berdasarkan sistematika penulisan yang bersifat umum adalah sebagai berikut:

### **BAB I : Pendahuluan**

Pada bab ini akan dibahas tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, sistematika penulisan.

### **BAB II : Dasar Teori**

Pada bab ini membahas mengenai teori-teori yang berkaitan dengan pembahasan kondensor beserta perumusannya. Dalam dasar teori berasal dari sumber atau pun literatur yang digunakan selama perhitungan perpindahan panas.

### **BAB III : Metodologi**

Pada bab ini akan dibahas mengenai metode penulisan tugas akhir. Metode ini dapat berupa cara mencari data hingga flow chart perhitungan.

### **BAB IV : Analisis dan Perhitungan**

Pada bab ini akan diulas mengenai cara-cara perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor dari data aktual.

### **BAB V : Kesimpulan**

Pada bab ini berisi tentang kesimpulan terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas pada kondensor berdasarkan hasil ulasan pada bab IV. Setelah itu akan berisi saran dan penutup dari tugas akhir ini.



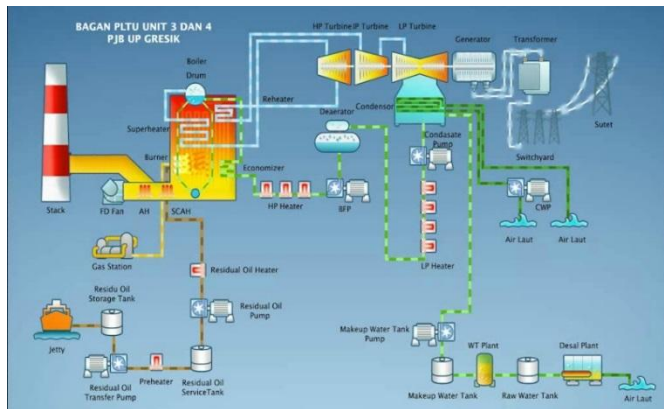
## BAB II

### DASAR TEORI

#### 2.1. Tinjauan Pustaka

##### 2.1.1 Gambaran Umum PLTU

PLTU adalah Pembangkit Listrik Tenaga Uap dengan menggunakan steam atau uap sebagai penggerak turbin untuk menghasilkan listrik dalam sistem produksinya.



**Gambar 2.1** Skema proses PLTU unit 3  
(Reference 9)

Proses awal PLTU yaitu dimulai dari air laut yang dipompa ke desalination plant sehingga air laut mengalami proses desalinasi. Air laut berubah menjadi air tawar atau air murni yang sudah tidak memiliki kandungan mineral pada air tersebut. Kemudian air hasil desalinasi ditampung pada raw water tank dan setelah itu berlanjut pada proses water treatment plan dan di tampung di make up water tank dan kemudian di alirkan ke hot well yaitu bagian bawah dari condensor tempat penampungan air hasil kondensasi. Air tersebut siap di pompa oleh condensate pump dan di alirkan ke LP-HP Heater air dan masuk ke boiler untuk nantinya dipanaskan hingga menjadi steam (uap) panas. Dalam proses pemanasan air, PLTU menggunakan bahan bakar Gas dan

Residual Oil (RO) untuk memanaskan air hingga menjadi uap, yang kemudian digunakan untuk memutar HP turbin dan selanjutnya uap di reheater sebelum masuk ke IP dan LP turbin. Setelah melalui tahapan tertentu (sinkronisasi dan pembebanan), energi listrik tersebut dapat didistribusikan ke konsumen – konsumen.

### **2.1.2 Pengertian Kondensor**

Kondensor merupakan salah satu alat penukar kalor yang mempunyai fungsi untuk mengkondensasikan fluida kerja dari *steam turbine* (Turbin Uap) menjadi air kondensat untuk dapat disirkulasikan kembali sebagai air pengisi HRSG (ketel uap). Hal ini dilakukan untuk meningkatkan efisiensi suatu unit pembangkit sehingga menghemat pemakaian air penambah (*make up water*).

Menurut konstruksinya di dalam kondensor terdapat pipa – pipa yang tersusun sedemikian rupa yang dialiri air laut sebagai pendingin serta ruang hampa sebagai tempat laju uap jenuh. Ada juga jenis kondensor yang dalamnya tidak terdapat pipa yang pendinginannya bersifat kontak langsung dengan air pendingin. Dengan tekanan yang rendah (vakum) pada LP Turbin, maka uap akan bergerak dengan mudah menuju kondensor. Uap jenuh yang mengalir akan bersinggungan dengan pipa – pipa pendingin berisi air laut dan akan terjadi proses kondensasi.

Tingkat kevakuman kondensor harus selalu dijaga, karena jika terlalu rendah, maka akan terjadi *back pressure* pada turbin yang nantinya bisa menyebabkan turbin mengalami *trip* ataupun kerusakan. Tingkat kevakuman kondensor harus sesuai, tidak boleh terlalu tinggi maupun terlalu rendah dikarenakan jika terlalu rendah proses pengembunan tidak akan sempurna. Pada tekanan rendah, titik didih air juga akan menurun. Untuk itu, pada desain dan kondisi aktual kondensor, pasti terdapat batasan tingkat kevakuman maksimal yang bisa dicapai.

Air laut yang digunakan untuk pendinginan, terlebih dahulu melewati proses saring sebelum masuk ke *tube* dalam kondensor dengan beberapa alat bantu yaitu *desalination plant* yang digunakan untuk menghasilkan air destilat dari air laut dengan cara

evaporasi, *water treatment plant* yang digunakan untuk menghilangkan partikel – partikel padatan yang masih terkandung dalam *raw water* dengan menggunakan serat – serat polipropilin di dalamnya, dan *chlorination plant* yang digunakan sebagai pencegah masuknya biota laut ke dalam *Circulating Water Pump (CWP)* yang akan menuju kondensor.

### **2.1.3 Klasifikasi Jenis Kondensor**

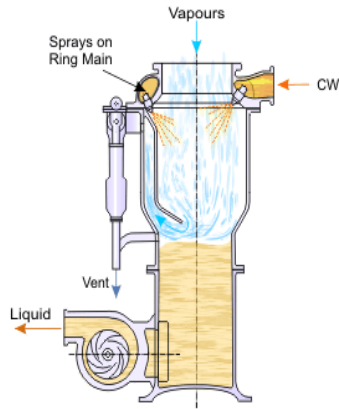
Menurut jenisnya, kondensor dibagi menjadi dua, yaitu:

#### **1. Direct Contact Condensor**

Kondensor jenis ini digunakan dalam hal-hal yang khusus, misalnya bila menggunakan cooling tower kering dalam instalasi daya *gheothermal* dan digunakan pada instalasi pembangkit daya yang digunakan menggunakan beda suhu air samudera (OTEC). Kondensor kontak langsung modern adalah kondensor yang bersifat kontak langsung dengan air pendinginnya dalam proses pendinginan. Jenis kondensor ini yaitu jenis semprot dan *barometric* atau *jet*.

##### **a. Spray Condensor**

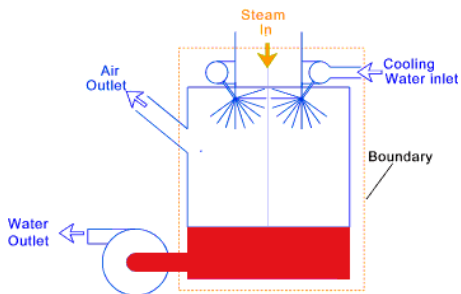
Sesuai dengan namanya, kondensor ini mengkondensasi uap dengan mencampurnya langsung dengan uap air pendingin. Cara kerja kondensor semprot ini adalah dengan menyemprotkan uap. Tinggi tekan statik dalam kondensor barometrik, atau oleh diffuser seperti pada jenis kondensor *jet*.



**Gambar 2.2** Spray Condensor  
(Reference 5)

b. Barometrick and Jet Surface Condensor

Kondensor jenis ini prinsipnya sama dengan kondensor semprot. Hanya saja kondensor ini tidak menggunakan pompa. Vakum di dalam kondensor ini didapat oleh tinggi tekan statik dalam kondensor barometrik, atau oleh diffuser seperti pada jenis kondensor jet.



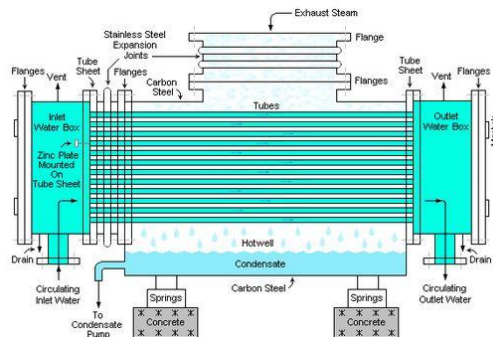
**Gambar 2.3** Jet Surface Condensor  
(Reference 3)

## 2. Surface condensor

Kondensor jenis ini merupakan *heat exchanger* tipe *shell* and *tube* dengan mekanisme perpindahan panas utamanya adalah kondensasi saturasi uap pada sisi *shell* dan pemanasan secara konveksi paksa dari air yang bersirkulasi di dalam *tube*. Kondensor ini memiliki dua jenis berdasarkan bentuk *tube* yang ada di dalamnya, yaitu :

### a. *Single Pass*

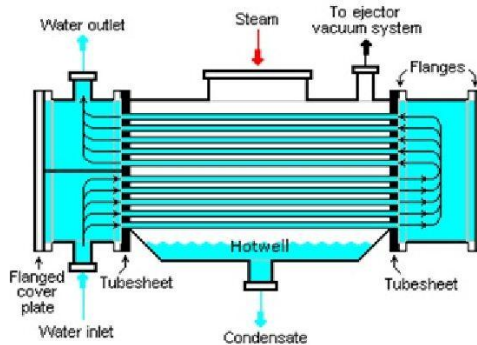
Kondensor jenis *single pass* memiliki pipa yang berisi air pendingin yang hanya digunakan sekali untuk pendinginan. Prinsip kerjanya adalah *steam* masuk ke dalam *shell* kondensor melalui *steam inlet connection* pada bagian atas kondensor. *Steam* kemudian bersinggungan dengan *tube* kondensor yang bertemperatur rendah sehingga temperatur *steam* turun dan terkondensasi, menghasilkan kondensat yang terkumpul pada *hotwell*. Kondensat yang terkumpul di *hotwell* kemudian dipindahkan dari kondensor dengan menggunakan pompa kondensat ke *exhaust* kondensat.



**Gambar 2.4** Single Pass Condenser  
(Reference 4)

a. *Two Pass*

Kondensor jenis ini memiliki prinsip kerja sama dengan kondensor jenis *single pass*. Yang membedakan jenis kondensor ini dengan kondensor *single pass* adalah air pendingin pada kondensor ini melalui pipa yang melintasi ruang kondensor dengan dua lintasan.



**Gambar 2.5** Two Pass Condenser  
(Reference 4)

### 2.1.4 Tekanan Vakum Kondensor

Kondensor yang berada pada suatu pembangkit dipantau berdasarkan nilai tekanan vakumnya. Ketika tekanan vakum ini bermasalah maka kerja kondensor dipastikan tidak dapat maksimal. Nilai kevakuman kondensor ini akan mempengaruhi bagaimana kerja uap turbin. Bila tekanan dalam kondensor naik, maka temperature uap bekas juga mengalami kenaikan sehingga akan mengakibatkan *overheating* pada baris akhir sudu-sudu turbin. Aliran uap masuk kondensor terhambat karena mendapat tekanan lawan (*back pressure*) sehingga kemampuan turbin berkurang.

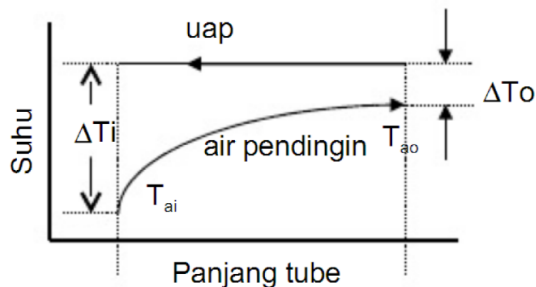
Banyak faktor yang dapat mengakibatkan penurunan vakum kondensor, baik dari sisi uap, sisi penghisap udara/gas maupun sisi air pendingin/kondensor. kemungkinan penyebab vakum kondensor turun dari sisi uap antara lain adalah :

- Beban (aliran uap) terlalu rendah
- Adanya kebocoran uap/air drain masuk kondensor
- Laluan uap terhambat

Dari sisi air pendingin/kondensor kemungkinannya adalah

- Aliran air pendingin berkurang
- Pipa kondensor kotor
- Temperature air pendingin naik

### 2.1.5 Zona Kondensasi



**Gambar 2.6** Zona Kondensasi  
(Reference 4)

Proses kondensasi berlangsung jika uap jenuh bersinggungan dengan permukaan yang suhunya lebih rendah. Pada kondensor, *steam* yang masuk ke dalam kondensor setelah keluar dari *low pressure turbine* telah berupa uap jenuh. Di dalam kondensor, *steam* dikondensasikan hingga keadaannya *saturated liquid*. Zat cair hasil kondensasi akan mengumpul pada permukaan-permukaan *tube* dan jatuh karena adanya gravitasi ataupun karena terseret oleh pergerakan uap. Cara yang paling umum adalah kondensasi film yang bercirikan adanya film zat cair yang tipis dan terbentuk di seluruh permukaan. Dalam proses kondensasi ini, kalor yang dilepas oleh *steam* tidak membuat temperaturnya berubah, tetapi terjadi perubahan fase (kalor laten). Sedangkan kalor yang diterima oleh air pendingin mengalami perubahan temperatur tanpa terjadi perubahan fase (kalor sensible).

## 2.2 Analisis Termodinamika

Proses produksi energi listrik pada instalasi pembangkit listrik tenaga uap dapat disederhanakan seperti pada siklus rankine. Pada gambar 2.1 terdapat suatu siklus termodinamika yang menggambarkan konversi energi pada PLTU

Dari komponen-komponen utama yang ada dalam sistem PLTU, kondensor yang akan dianalisis. Pada bagian inlet steam kondensor mengalir fluida berupa uap dari LP (*low pressure turbine*) dan keluar pada sisi outlet steam kondensor berupa cair. Pada bagian *inlet sea water* mengalir fluida berupa air yang mengalir di dalam tube dan keluar pada sisi *outlet sea water* berupa cair yang bertemperatur lebih tinggi dari sisi *inlet sea water*. Maka didapatkan kesetimbangan energi yang terjadi pada kondensor. (Reference 1, page 529)

$$\begin{aligned} Q_{\text{hot}} &= Q_{\text{cold}} \\ \dot{m}_h \times h_{fg} &= \dot{m}_c \times C_p \times \Delta T \\ \dot{m}_h \times h_{fg} &= \dot{m}_c \times C_p \times (T_{c_o} - T_{c_i}) \dots \dots \dots (2.1) \end{aligned}$$

### 2.2.1 Hukum Kekekalan Massa

Dalam suatu sistem pembangkit, tentunya memiliki komponen utama yang sangat kompleks apabila dilakukan analisis yang mendetail pada suatu massa yang teridentifikasi. Namun pada umumnya untuk mempermudah analisis, difokuskan pada suatu volume yang tetap di suatu ruang, dimana terdapat aliran fluida yang melaluinya. Analisis yang demikian disebut pendekatan sistem volume atur (*control volume*).

Prinsip dari Hukum Kekekalan massa pada suatu control volume yaitu perubahan waktu dari massa yang terkandung dalam suatu control volume sama dengan perubahan waktu dari aliran massa yang masuk pada waktu (t) dikurangi perubahan waktu dari aliran massa yang keluar pada waktu (t). (Reference 8, page 121)

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan :



$\frac{dm_{cv}}{dt}$  = perubahan laju aliran massa per satuan waktu (kg/s)

$\dot{m}_i$  = laju aliran massa yang masuk (kg/s)

$\dot{m}_e$  = laju aliran massa yang keluar (kg/s)

Kondisi steady merupakan kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berjalannya waktu. Untuk mempermudah perhitungan diasumsikan bahwa control volume dalam keadaan steady. Salah satu kondisi yang steady ini meliputi aliran massa, sehingga sesuai dengan hukum kekekalan massa  $\frac{dm}{dt} = 0$  maka persamaannya menjadi: (*Reference 8, page 125*)

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \dots\dots\dots (2.3)$$

merupakan sisi masuk dan *out* merupakan sisi keluar. Dari Persamaan di atas dapat disimpulkan bahwa :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m} \dots\dots\dots (2.4)$$

Mass flow rate ( $\dot{m}$ ) yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relatif ( $V_n$ ) sepanjang luasan area ( $dA$ ) pada interval waktu tertentu. Apabila dikalikan dengan density ( $\rho$ ) maka akan memberikan hasil berupa sejumlah massa melewati luasan tertentu ( $\Delta t$ ). (*Reference 8, page 123*)

$$\dot{m}\Delta t = \rho (V_n \Delta t) dA \dots\dots\dots (2.5)$$

Keterangan :

$\dot{m}$  = laju aliran massa (kg/s)

$\Delta t$  = perubahan waktu (s)

$\rho$  = massa jenis aliran (kg/m<sup>3</sup>)

$V_n$  = kecepatan relatif aliran (m/s)

$dA$  = luasan (m<sup>2</sup>)

Jika dibagi dengan  $\Delta t$  dan mengambil harga limitnya dengan  $\Delta t$  mendekati nol, maka laju aliran massa sesaat yang melintasi luasan  $dA$  adalah : (*Reference 8, page 125*)

$$\rho dA \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left( \frac{\Delta m}{\Delta t} \right) = \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.6)$$

Persamaan di atas dapat diaplikasikan pada sisi masuk dan sisi keluar untuk menghitung besarnya laju aliran massa yang memasuki dan keluar dari volume atur.

## 2.3 Energi Konsiderasi

### 2.3.1 Energi Balance

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Pada suatu *control volume* keluar masuknya energi dan materi. Pada sistem tertutup, hanya terdapat dua energi yang keluar masuknya energi dan materi. Pada sistem tertutup, hanya terdapat dua energi yang berpengaruh yaitu kalor pada suatu boundary dan kerja yang dikenakan pada control volume tersebut. Sehingga Hukum Pertama Termodinamika yaitu: (*Reference 8, page 48*)

$$\Delta E_{st}^{tot} = Q - W \dots\dots\dots (2.7)$$

Keterangan :

$\Delta E_{st}^{tot}$  = perubahan pada energi total yang tersimpan di dalam sistem

$Q$  = kalor yang dipindahkan terhadap suatu sistem

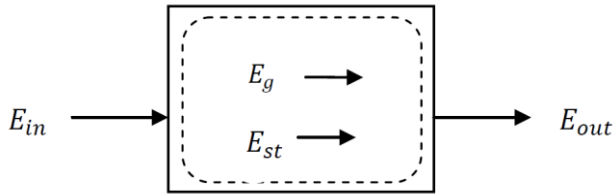
$W$  = kerja yang dikenakan oleh sistem

Apabila persamaan di atas menjadi energi persatuan waktu, maka akan menjadi : (*Reference 8, page 49*)

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} \dots\dots\dots (2.8)$$

Penjumlahan dari energi thermal dan energi mekanis tidak mampu dikonversikan, karena akan menjadi bentuk energi lain. Oleh karena itu, hukum termodinamika pertama yang sesuai untuk analisis perpindahan panas adalah:

Laju energi thermal dan energi mekanis yang disimpan dalam volume atur sama dengan Laju energi thermal dan energi mekanis yang masuk ke dalam volume atur dikurangi dengan laju thermal dan mekanis yang keluar dari volume atur dan ditambah dengan Laju energi thermal dan energi mekanis yang dibangkitkan dalam volume atur.



**Gambar 2.7** Konservasi Energi pada Volume Atur  
(Reference 7, page 13)

$$\Delta E_{st} = E_{in} - E_{out} + E_g \dots\dots\dots (2.8)$$

Identifikasi energi pada gambar 2.7 ini terdiri dari energi masuk ( $E_{in}$ ) dan energi keluar ( $E_{out}$ ) dari volume aur serta energi yang dibangkitkan ( $E_g$ ) dan energi yang tersimpan ( $E_{st}$ ) di dalam volume atur.

Hukum pertama termodinamika merupakan energi total yang terdiri dari energi kinetik ( $KE = \frac{1}{2}mV^2$ ), energi potensial ( $PE = mgz$ ), dan energi dalam ( $U$ ). Dalam mempelajari perpindahan panas, energi dalam dapat dibagi menjadi energi thermal dan energi mekanis. Sehingga persamaan menjadi : (Reference 8, page 129)

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W} + \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i\right) - \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e\right) \dots\dots\dots (2.10)$$

Karena kerja selalu dilakukan oleh suatu volume atur, maka  $\dot{W}$  dapat dipisahkan menjadi dua, yaitu kerja yang berhubungan dengan tekanan fluida, sedangkan yang kedua dinyatakan dalam  $\dot{W}_{cv}$  termasuk semua pengaruh kerja lainnya. Sementara laju perpindahan energi melalui kerja dapat dinyatakan sebagai perkalian antara gaya dengan kecepatan titik dimana gaya tersebut bekerja. Dengan demikian, maka laju dimana kerja dilakukan pada sisi keluar oleh gaya normal yang disebabkan oleh tekanan adalah perkalian antara gaya normal tersebut  $pA$  dengan kecepatan aliran fluida  $V$ . (Reference 8, page 130)

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + p \times A \times V \dots\dots\dots (2.11)$$

Dengan  $AV = \dot{m}v$ , maka persamaan 2.10 dapat ditulis

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left( u_t + pv + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{in} - \left( u_t + pv + \frac{v^2}{2} + gz \right)_{out} \dots\dots\dots (2.12)$$

Penjumlahan dari energi dalam dan  $pv$  per satuan massa dapat diganti oleh enthalpy per satuan massa. (*Reference 8, page 83*)

$$h = u_t + pv \dots\dots\dots (2.13)$$

Keterangan :

- $u_t$  = energi dalam (kJ/kg)
- $p$  = tekanan (N/m<sup>2</sup>)
- $v$  = volume spesifik (m<sup>3</sup>/kg)
- $V$  = kecepatan (m/s)
- $G$  = percepatan gravitasi (m/s<sup>2</sup>)
- $z$  = ketinggian (m)
- $\dot{Q}$  = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
- $\dot{W}$  = kerja yang dikenakan per satuan waktu (kW)
- $h$  = enthalpy (kJ/kg)

Pada umumnya pada sistem terbuka, perubahan kalor laten antara aliran masuk dan keluar dapat diabaikan, jadi energi thermal berkurang hanya pada komponen sensible. Jika fluida mendekati keadaan gas ideal dengan *constant specific heats* ( $C_p$ ), perbedaan enthalpy per satuan massa antara aliran masuk dan keluar dapat ditulis: (*Reference 7, page 16*)

$$(h_{in} - h_{out}) = C_p \times (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (2.14)$$

Dengan asumsi *steady state*, maka tidak ada perubahan panas energi laten dan tidak  $\dot{W}_{cv}$  ada ataupun *mechanical energy*, serta  $\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$  sehingga persamaan (2.14) dapat ditulis menjadi : (*Reference 7, page 17*)

$$\dot{Q} = \dot{m} \times C_p \times (T_{out} - T_{in}) \dots\dots\dots (2.15)$$

Ketrangan :

- $\dot{Q}$  = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
- $\dot{m}$  = laju aliran massa (kg/s)
- $C_p$  = Spesifik Heat (kJ/kg.K)
- $T_{out}$  = Temeperatur keluar (K)
- $T_{in}$  = Temeperatur masuk (K)

### 2.3.2 Perpindahan Panas

Perpindahan panas adalah perpindahan energi panas/kalor sebagai akibat adanya perbedaan temperatur. Perpindahan panas adalah suatu energi thermal yang di transferkan ke suatu ruang yang memiliki perbedaan temperatur. Perhitungan laju perpindahan panas memerlukan perhitungan total area permukaan yang dikenai panas. Oleh karena itu diperlukan data temperatur fluida yang masuk dan keluar, koefisien perpindahan panas total, laju perpindahan panas total, dan data-data lain yang mendukung. Data-data tersebut mampu dicari dengan menggunakan keseimbangan energi antara fluida panas dan fluida dingin dengan mengabaikan perpindahan panas yang terjadi ke lingkungan, perubahan energi kinetik dan potensial. Selain itu fluida dianggap *steady flow*.

#### 2.3.2.1 Perpindahan Panas Konduksi

Perpindahan panas secara konduksi adalah perpindahan panas yang bergantung terhadap aktivitas pada level atom molekuler. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang terjadi dari partikel yang berenergi lebih rendah dari suatu media sebagai akibat dari interaksi antar partikel tersebut.

Untuk menghitung laju perpindahan panas secara konduksi satu dimensi pada dinding datar, dikenal dengan hukum *Fourier* yaitu :  
(Reference 7, page 4)

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.16)$$

Keterangan:

- $q_x$  = Laju Perpindahan Panas ke arah sumbu x positif (W)
- $K$  = Konduktivitas Panas (W/mK) adalah karakteristik individu material dinding
- $A$  = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas (m<sup>2</sup>)
- $\frac{dT}{dx}$  = Gradient Temperatur

Tanda minus merupakan konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah.

### 2.3.2.2 Perpindahan Panas Konveksi

Perpindahan panas secara konveksi adalah perpindahan panas yang terjadi antara permukaan zat dengan fluida yang bergerak dimana antara keduanya terdapat perbedaan temperatur. Perpindahan panas konveksi didukung oleh gerakan acak molekuler dan gerakan makroskopik dari fluida diantara permukaan dan lapisan batas. Selain itu konveksi dikategorikan berdasarkan penyebab terjadinya aliran fluida. Jika aliran fluida disebabkan oleh faktor eksternal seperti: pompa, *fan/blower*, maka disebut konveksi paksa. Jika aliran fluida dihasilkan oleh tarikan gaya *buoyancy* yang dihasilkan oleh adanya variasi massa jenis fluida, maka disebut konveksi bebas atau alami. Untuk menghitung laju perpindahan panas konveksi dapat menggunakan sebuah persamaan yang dikenal dengan *Newton's law of Cooling* yaitu : (Reference 7, page 8)

$$q'' = h (T_s - T_\infty) \dots\dots\dots (2.17)$$

Keterangan :

- q = Laju Perpindahan Panas (Watt)
- h = Koefisien Konveksi (konduktansi film) (W/m<sup>2</sup>K)
- A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas (m<sup>2</sup>)
- T<sub>s</sub> = Temperatur Permukaan Padat (K)
- T<sub>∞</sub> = Temperatur Rata-Rata Fluida (K)

### 2.3.2.3 Perpindahan Panas Radiasi

Perpindahan panas secara radiasi adalah perpindahan panas yang terjadi pada suatu permukaan material yang berbeda temperatur dimana masing-masing zat memancarkan hasil perubahan konfigurasi elektron dari atom atau molekul didalamnya. Energi yang berupa panas ini dipindahkan oleh gelombang elektromagnetik (atau foton). Jadi perpindahan panas radiasi tidak memerlukan media seperti konveksi dan konduksi. Perpindahan panas radiasi akan lebih efektif jika terjadi pada ruang vakum.

Fluks pancaran panas radiasi maksimum dari suatu permukaan dihitung berdasarkan hukum *Stefan-Boltzmann* yaitu:

(Reference 7, page 9)

$$q'' = \sigma T_s^4 \dots\dots\dots (2.18)$$

Q fluks yang dipancarkan oleh permukaan yang sebenarnya kurang dari  $T_s$  pada temperatur yang sama dengan persamaan : (*Reference 7, page 9*)

$$q'' = \varepsilon \sigma T_s^4 \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana  $\varepsilon$  adalah properti dari permukaan yang disebut emisivitas dengan nilai  $0 \leq \varepsilon \leq 1$ .

Keterangan :

$\varepsilon$  = Emisifitas

$q''$  = Fluks pancaran panas radiasi ( $\text{W/m}^2$ )

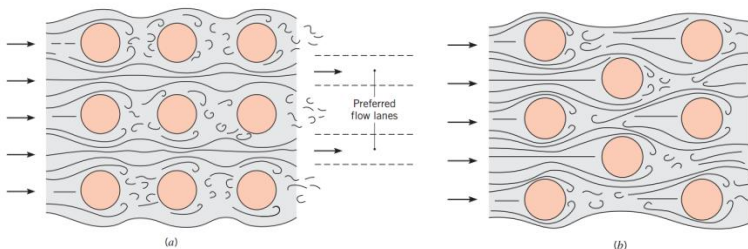
$\sigma$  = Konstanta *Stefan-Boltzmann* ( $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ )

$T_s$  = Temperatur Permukaan (K)

### 2.3.2.4 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di Luar Pipa

#### a. Zona *Desuperheating* dan *Subcool*

Steam masuk ke dalam kondensor masih dalam keadaan uap. Pada keadaan ini di dalam kondensor disebut zona *desuperheat*. Setelah itu steam akan terkondensasi menjadi cair yang disebut zona *condensing*. Setelah melewati zona *condensing*, steam yang terkondensasi melewati zona cair sempurna atau zona *subcool*. Pada perpindahan panas di shell susunan *tube* sangat berpengaruh pada koefisien perpindahan panas secara konveksi. Ada dua jenis susunan *tube* pada *heat exchanger*, yaitu susunan *aligned* dan *staggered*. Susunan *tube staggered* memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi karena bentuknya berkeluk-luk sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



**Gambar 2.8** Aliran Fluida melintasi (a) Aligned Tube dan (b) Staggered Tube  
(Reference 7, page 470)

Jenis aliran dapat diketahui dengan mengetahui  $Re_D$ :  
(Reference 1, page 392)

$$Re_D = \frac{\rho \times V_{max} \times d}{\mu} \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan :

$Re_D$  = Reynold Number

$\rho$  = massa jenis aliran (kg/m<sup>3</sup>)

$V_{max}$  = kecepatan maksimum aliran (m/s)

$d$  = diameter luar pipa (m)

$\mu$  = viskositas absolut (Ns/m<sup>2</sup>)

Dimana  $V_{max}$  terjadi di A1 dapat dicari dengan cara :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V \dots\dots\dots (2.21)$$

Dengan syarat  $\rightarrow 2(S_D - D) < (S_T - D)$

Jika  $V_{max}$  terjadi di A2 :

$$V_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} \times V \dots\dots\dots (2.22)$$

$$\text{Dengan syarat } (S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2})$$

Untuk mencari kecepatan (V)

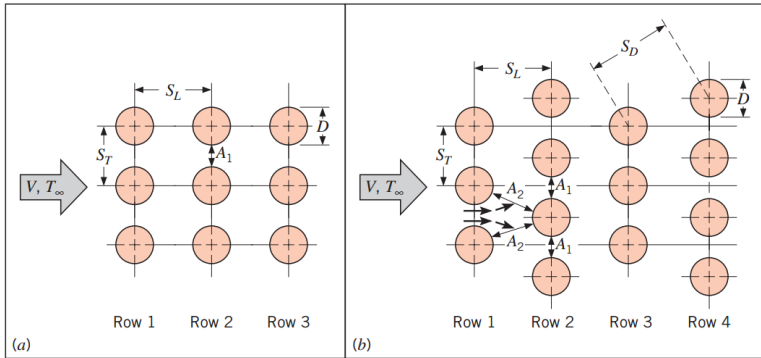
$$\dot{m} = \rho \times V \times A$$



$$\dot{m} = \rho \times V \times (N_T S_T L)$$

$$V = \frac{V}{\rho (N_T S_T L)} \dots \dots \dots (2.23)$$

Sedangkan syarat-syarat tersebut dapat dilihat pada susunan tube berikut :



**Gamabar 2.9** Susunan Tube (a) Aligned (b) Staged  
(Reference 7, page 469)

Setelah menemukan harga  $Re_D$  maka dapat diketahui *prandtl number* , sehingga mampu menghitung *nusselt number*.  
(Reference 7, page 469)

$$Nu_D = C_1 Re_D^m P_r^{0,36} \left( \frac{P_r}{P_{rs}} \right)^{1/4} \dots \dots \dots (2.24)$$

Keterangan :

$Nu_D$  = *nusselt number*

$P_r$  = *prandtl number*

$P_{rs}$  = *prandtl number pada bagian surface*

Dengan syarat  $\left[ \begin{array}{c} N_L > 20 \\ 0,7 < P_r < 500 \\ 1000 < Re_{D \max} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$

Atau  $Nu_D = 1,33 C_1 Re_{D \max}^m P_r^{1/3}$  ..... (2.25)

Dimana harga  $C_1$  dan  $m$  dapat dilihat dari tabel dibawah ini :

**Tabel 2.1** Constants for the tube bank in cross flow  
(Reference 7, page 470)

Configuration	$Re_{D \max}$	$C_1$	$m$
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2-10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2-10^3$		
Aligned	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
$(S_T/S_L > 0.7)^a$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
$(S_T/S_L < 2)$			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
$(S_T/S_L > 2)$			
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

Setelah itu dapat dihitung nilai koefisien konveksi perpindahan panasnya yaitu : (Reference 7, page 470)

$h_o = \frac{Nu_D \times k}{D}$  ..... (2.26)

Keterangan:

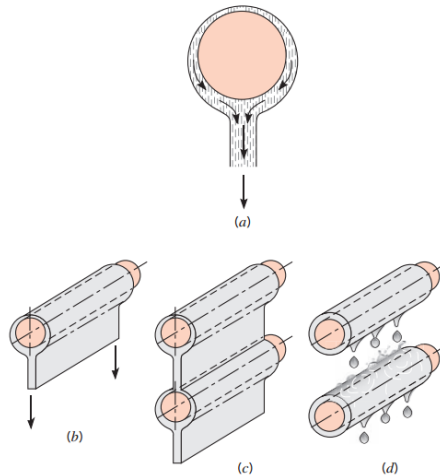
$h_o$  = koefisien konveksi (W/m<sup>2</sup>K)

$k$  = konduktivitas thermal (W/mK)

$D$  = diameter pipa (m)

### 2.3.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi

Zona condensing merupakan daerah yang terdapat di dalam kondensor, daerah ini merupakan tempat terjadinya perubahan fase dari uap jenuh ke cair jenuh. Perpindahan panas pada daerah condensing dapat dianalisis berdasarkan lapisan kondensasi pada sistem radial pada horizontal tube.



**Gambar 2.10** Film Condensation in Radial System  
(Reference 4, page 684)

Pada prinsipnya, kondensasi yang terjadi di dalam kondensor dibagi menjadi dua jenis, yaitu:

**b. Dropwise Condensation**

Pada kondensasi jenis ini, kondensat berbentuk bintik embun yang kemudian karena gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri, bintik embun tersebut jatuh menetes secara terus menerus. *Dropwise condensation* hanya terjadi pada permukaan yang licin.

**c. Film Condensation**

Pada kondensasi jenis ini, kondensasi berbentuk lapisan tipis yang menyelubungi dinding pipa yang semakin lama semakin tebal. Pengaruh gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri menyebabkan lapisan tipis tersebut jatuh kebawah berupa kondensat.

Sebenarnya pengembunan yang diharapkan terjadi pada suatu kondensor adalah jenis dropwise condensation. Hal ini dikarenakan dalam kondensasi *dropwise* dinding pipa tidak diselubungi oleh bintik embun, sehingga uap dapat berkontak langsung dengan pipa pendingin secara kontinyu. Dengan

demikian koefisien perpindahan panas yang terjadi mempunyai harga yang besar.

Akan tetapi, selama proses pengembunan berlangsung tidak dapat dipastikan secara tepat jenis kondensasi yang terjadi. Namun, hampir selalu dipastikan bahwa kondensasi yang terjadi adalah jenis *film condensation*. Hal ini disebabkan karena kondensasi tetes hanya terjadi pada permukaan yang benar-benar licin.

Koefisien perpindahan panas kondensasi film di luar pipa horizontal, dihitung dengan persamaan: (*Reference 7, page 684*)

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D D}{k_l} = C \left( \frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.27)$$

Keterangan :

- $\overline{Nu}_D$  = nusselt number rata-rata
- $g$  = percepatan gravitasi ( $m/s^2$ )
- $\rho_l$  = massa jenis air kondensat pada temperatur film ( $kg/m^3$ )
- $\rho_v$  = massa jenis *steam* ( $kg/m^3$ )
- $D_o$  = diameter luar (m)
- $h'_{fg}$  = kalor laten penguapan ( $J/kg$ )
- $k_l$  = konduktivitas thermal air kondensat pada temperatur film ( $W/m^2K$ )
- $\mu_l$  = viskositas absolute air kondensat pada temperatur film ( $Ns/m^2$ )
- $T_{sat}$  = temperatur saturasi (K)
- $T_s$  = temperatur surface (K)

Dengan  $C=0,826$  untuk *sphere* dan  $0,729$  untuk *tube*. Penggunaan persamaan ini, semua properties liquid didapatkan dari temperatur film  $T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$ , sedangkan massa jenis untuk vapor  $\rho_v$  dan kalor laten dari penguapan  $h'_{fg}$  didapatkan dari  $T_{sat}$ .

Untuk *tube* yang disusun bertingkat secara horizontal tanpa fin dengan banyak *tube* adalah  $N$ , maka koefisien rata-ratanya adalah : (*Reference 7, page 678*)

$$\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_{D,N} N^n \dots\dots\dots (2.28)$$

$\bar{h}_D$  merupakan koefisien heat transfer untuk bagian atas *tube*. Analisis *Nusselt number* dapat ditingkatkan dengan menghitung ketebalan lapisan *film tube* dengan nilai  $n = -1/4$  atau  $n = -1/6$ . Namun nilai empiris dari  $n = -1/6$  lebih tepat digunakan dalam perhitungan.

Sedangkan untuk harga  $h'fg$  dapat dicari dengan menggunakan *Jacob number*, yaitu : (Reference 7, page 682)

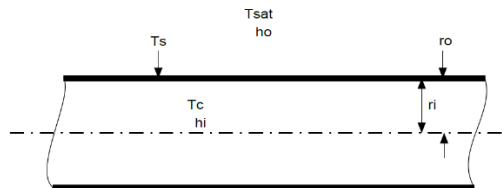
$$\text{Jacob number (Ja)} = \frac{C_{p,f} \times (T_{\text{sat}} - T_s)}{h'fg} \dots\dots\dots (2.29)$$

$$h'fg = hfg (1 + 0,68 \text{ Ja}) \dots\dots\dots (2.30)$$

### 2.3.2.6 Temperatur Dinding Pipa

Sebelum melakukan perhitungan koefisien perpindahan panas kondensasi, perlu diketahui terlebih dahulu temperatur dinding pipa yaitu dengan cara iterasi.

Harga koefisien perpindahan panas kondensasi dapat diketahui berdasarkan temperatur dinding perkiraan. Maka selanjutnya dilakukan perhitungan temperatur dinding pipa berdasarkan harga koefisien perpindahan panas kondensasi tadi. Kemudian harga temperatur dinding pipa hasil perhitungan dibandingkan dengan temperatur dinding pipa asumsi. Dari hasil perbandingan tersebut, didapatkan seberapa besar penyimpangan yang terjadi.



**Gambar 2.11** Distribusi Temperatur Dinding Pipa  
(Reference 2, page 711)

Beda temperatur yang bersilangan pada dinding pipa  $T_c$  sampai  $T_s$  diabaikan dan dianggap temperatur seluruh pipa sebagai temperatur luar dinding pipa  $T_{sat}$ . (Reference 2, page 712)

$$q'' = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i} \dots\dots\dots (2.31)$$

$$\frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} \dots\dots\dots (2.32)$$

Temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :  
(Reference 2, page 712)

$$T_s = T_c + \frac{h_o}{h_o + h_i \frac{D_i}{D_o}} (T_{sat} - T_c) \dots\dots\dots (2.33)$$

Lambang i menunjukkan di dalam pipa dan o menunjukkan di luar pipa.

Keterangan:

- $T_s$  = Temperatur dinding pipa (K)
- $T_{sat}$  = Temperatur Uap Buang Turbin (K)
- $T_c$  = Temperatur Air Pendingin (K)
- $h_o$  = Koefisien Film Kondensasi (W/m<sup>2</sup>K)
- $h_i$  = Koefisien Konveksi Paksa Aliran Dalam Pipa (W/m<sup>2</sup>K)

### 2.3.2.7 Perpindahan Panas Akibat Aliran Fluida di dalam Pipa

#### a. Aliran Laminar

Aliran ini terjadi apabila nilai  $Re_D < 2300$ . Paada saat aliran internal *cisrcular tube* dengan karakteristik *uniform surface het flux dan laminar fully develop condition*, *nusselt number* nya konstan dan tidak bergantung pada (Reference 7, page 538-539)  
 $Re_D$ ,  $Pr$ , dan *axial location*.

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4,36 \text{ (q'' konstan)} \dots\dots\dots (2.34)$$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 3,66 \text{ (} T_s \text{ konstan)} \dots\dots\dots (2.35)$$

b. Aliran Turbulen

Aliran ini terjadi apabila nilai  $Re_D > 2300$ . Untuk menghitung *nusselt number* nya dapat menggunakan persamaan *Dittus-Boelter*. Dengan adanya perbedaan temperatur  $T_s$  dan  $T_m$  menjadikan salah satu faktor proses *heating* atau *cooling*. (Reference 7, page 544)

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} P_r^n \dots\dots\dots (2.36)$$

$$\left[ \begin{array}{c} 0,6 \leq P_r \leq 160 \\ Re_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Dimana  $n = 0,4$  untuk proses *heating* ( $T_s > T_m$ ) dan  $n = 0,3$  untuk proses *cooling* ( $T_s < T_m$ ).

### 2.3.2.8 Overall Heat Transfer Coefficient

*Overall heat transfer coefficient* adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas atau koefisien perpindahan panas gabungan yang meliputi seluruh koefisien yang ada mulai dari fluida dingin sampai ke fluida panas, termasuk juga adanya faktor kerak (*fouling factor*) yang mungkin terjadi setelah pesawat digunakan. Untuk *heat exchanger* tipe tubular tanpa fin, *overall heat transfer* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Persamaan umum untuk menghitung *overall heat transfer coefficient* adalah: (Reference 6, page 600)

$$\frac{1}{UA} = R_{tot} \dots\dots\dots (2.37)$$

Dalam permasalahan yang lebih kompleks, tahanan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran di luar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaan berikut: (Reference 6, page 601)

$$R_{tot} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \dots\dots\dots (2.38)$$

Dari persamaan diatas dapat didapatkan pula persamaan untuk *overall heat transfer coefficient* yaitu: (Reference 6,page 602)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.39)$$

Jika memperhitungkan *fouling factor* (kerak) persamaan menjadi : (Reference 6,page 602)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.40)$$

Keterangan:

- U = *overall heat transfer coefficient* (W/mk)
- $h_o$  = koefisien konveksi di luar *tube* (W/m<sup>2</sup>K)
- $h_i$  = koefisien konveksi di dalam *tube* (W/m<sup>2</sup>K)
- $r_o$  = jari-jari luar *tube* (m)
- $r_i$  = jari-jari dalam *tube* (m)
- k = konduktivitas thermal (W/mk)
- $R_{f,o}''$  = *fouling factor* di luar *tube* (m<sup>2</sup>K/W)
- $R_{f,i}''$  = *fouling factor* di dalam *tube* (m<sup>2</sup>K/W)

### 2.3.2.9 Log Mean Temperature Difference

Metode LMTD adalah metode untuk menegetahui laju perpindahan panas dengan asumsi perpindahan panas antara pesawat dan lingkungannya diabaikan. Laju perpindahan panasnya adalah : (Reference 7, page 711)

$$q = U \times A \times \Delta T_{LM} \dots\dots\dots (2.41)$$

- q = laju perpindahan panas (W)
  - U = *overall heat transfer coefficient* (W/m<sup>2</sup>K)
  - A = luasan bidang (m<sup>2</sup>)
  - $\Delta T_{LM}$  = perbedaan temperatur rata-rata (K)
- Dimana : (Reference 7, page 714)

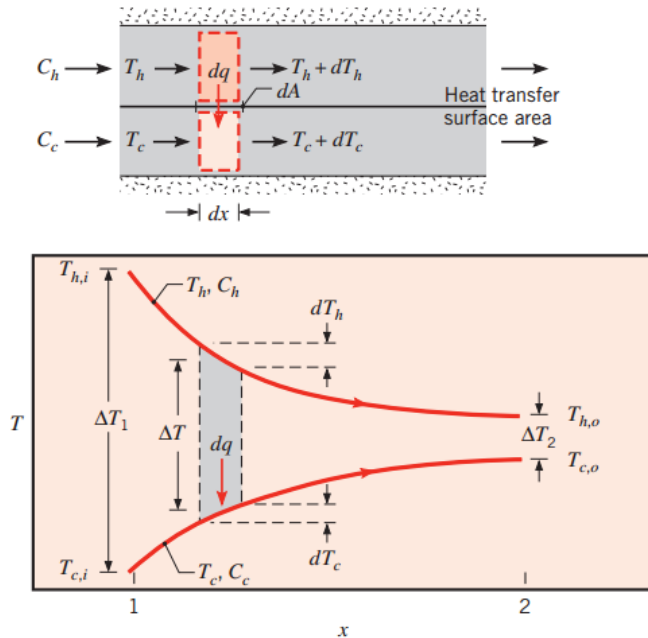
$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \dots\dots\dots (2.42)$$



Untuk menentukan LMTD, maka harus ditentukan jenis alirannya terlebih dahulu. Berdasarkan arah alirannya *heat exchanger* dikelompokkan menjadi :

a. Tipe Aliran Paralel

Distribusi temperatur yang terjadi pada *heat exchanger* aliran parallel adalah sebagai berikut :



**Gambar 2.12** Aliran Paralel  
(Reference 7, page 712)

Dari gambar di atas, dapat kita lihat bahwa untuk aliran parallel : (Reference 7, page 712)

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.43)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.44)$$

Keterangan:

$T_{h,i}$  = temperatur masuk fluida panas (K)

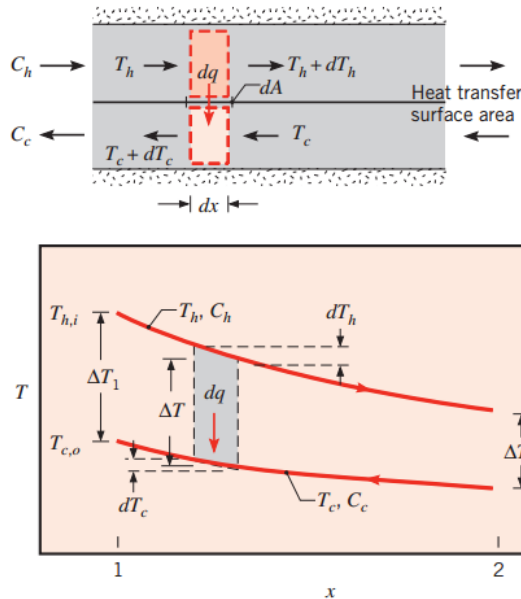
$T_{h,o}$  = temperatur keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$  = temperatur masuk fluida dingin (K)

$T_{c,o}$  = temperatur keluar fluida dingin (K)

b. Tipe Aliran Berlainan Arah (*Counter Flow*)

Dalam *counter flow*, hanya berbeda pada  $\Delta T_1$  dan  $\Delta T_2$  yang disebabkan arah aliran yang berbeda. Perbedaan ini disebabkan oleh aliran yang berlawanan.



**Gambar 2.13** Counter Flow  
(Reference 7, page 714)

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \dots\dots\dots (2.45)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \dots\dots\dots (2.46)$$

(Reference 4, page 712)

c. Tipe Aliran Multipass dan Aliran Silang

Tipe *heat exchanger* ini sangat kompleks sehingga memerlukan faktor koreksi agar mampu mendapatkan keakuratan hasil perhitungan. Oleh karena itu digunakan

faktor koreksi pada log mean temperature difference (LMTD), yaitu: (Reference 6, page 606)

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{lm,CF} \dots\dots\dots (2.47)$$

Nilai F merupakan faktor koreksi terhadap  $\Delta T_{LM}$  akibat jumlah *tube passes* pada sisi *shell*. F merupakan fungsi dari temperatur kedua fluida. Dengan menghitung variabel P dan R, maka akan didapat nilai F dari grafik LMTD *correction factor*.

### 2.3.2.10 Metode NTU (Number of Transfer Unit)

Pengecekan terhadap performa kondensor yang telah diketahui jenis, tipe, dan ukurannya dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Effectivness-NTU*. *Effectivness* ( $\varepsilon$ ) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas  $0 < \varepsilon < 1$ . Sehingga untuk semua *heat exchanger effectiveness* dinyatakan dalam : (Reference 7, page 723)

$$\varepsilon = f \left[ NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots\dots\dots (2.48)$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.50)$$

Dengan  $C_{min}$  diperoleh dari nilai terkecil antara  $C_c$  dan  $C_h$

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc} \dots\dots\dots (2.51)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \dots\dots\dots (2.52)$$

Keterangan:

$C_c$  = *heat capacity rate* fluida dingin (W/K)

$C_h$  = *heat capacity rate* fluida panas (W/K)

$\dot{m}_c$  = laju aliran massa fluida dingin (kg/s)

$\dot{m}_h$  = laju aliran massa fluida panas (kg/s)

$c_{pc}$  = kalor spesifik fluida dingin (J/kgK)

$c_{ph}$  = kalor spesifik fluida panas (J/kgK)

Dengan  $C_{min}$  dapat berupa  $C_h$  (*hot*) atau  $C_c$  (*cold*) dimana diantara keduanya memiliki nilai yang lebih kecil. Sedangkan *Number of Transfer Unit* (NTU) adalah bilangan tak berdimensi yang secara luas digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Persamaan dari NTU yaitu sebagai berikut: (*Reference 7, page 723*)

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \dots\dots\dots (2.53)$$

Karena tipe kondensor *shell and tube* dengan *two passes*, maka :

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1} \dots\dots\dots (2.54)$$

$C_r$  adalah rasio kapasitas panas yang mempunyai range nilai  $0 \leq C_r \leq 1$ .  $C_r$  dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \dots\dots\dots (2.55)$$

## **BAB III METODOLOGI**

Untuk dapat menganalisis pengaruh tekanan vakum terhadap laju dan efektivitas kondensor unit III PLTU PT PJB UP Gresik, maka diperlukan metode analitis dan matematis. Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi dalam penyusunan laporan tugas akhir sebagai berikut :

### **3.1. Studi Literatur**

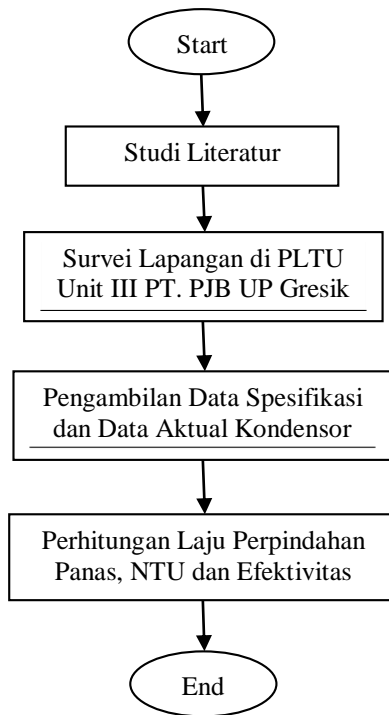
Studi literature merupakan pengkajian untuk mendapat topik tugas akhir sebelum melakukan observasi lapangan. Pada tahapan ini penulis mencoba memahami permasalahan pengaruh tingkat kevakuman kondensor dengan laju perpindahan panas dan efektivitas. Dengan studi literatur ini, penulis dapat mencari kemungkinan yang terjadi sehingga diketahui dugaan awal bagaimana pengaruh permasalahan itu bisa terjadi sehingga dapat menyusun hipotesa. Studi literatur ini dilakukan pada perpustakaan, *control room*, diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah referensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

### **3.2. Pengambilan Data dan Survei Lapangan**

Dalam perhitungan laju perpindahan panas dan efektivitas pada suatu unit, penulis membutuhkan data-data tertentu baik secara teoritis maupun aktual, sehingga mampu menghasilkan perhitungan yang sesuai dan akurat. Data yang diperoleh antara lain berupa spesifikasi kondensor, desain kondensor, data *properties* aktual dari lokal dan *control room*, serta bagian perencanaan dan pengendalian (Rendal) operasional. Dengan spesifikasi desain kondensor adalah *divided waterbox*, tipe *horizontal*, dan *surface type*. Akan tetapi sebelum data itu diambil diperlukan persiapan terlebih dahulu untuk merancang suatu pengumpulan data. Langkah awal yaitu observasi lapangan terlebih dahulu, sehingga kita mampu mengetahui data apa saja yang diperlukan dan dimana kita mampu mendapatkan data tersebut. Kemudian setelah itu, baru dilakukan wawancara dan diskusi dengan para mentor dan pihak-

pihak yang mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan. Sedangkan beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perhitungan yang diambil dari *textbook* “*Fundamental Engineering of Thermodynamics*”, Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro serta sumber-sumber lainnya.

### 3.2.1 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir



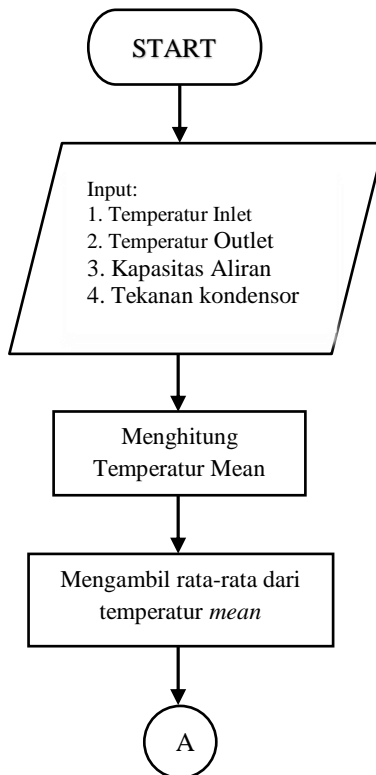
**Gambar 3.1** Flow Chart Penyusunan Tugas Akhir

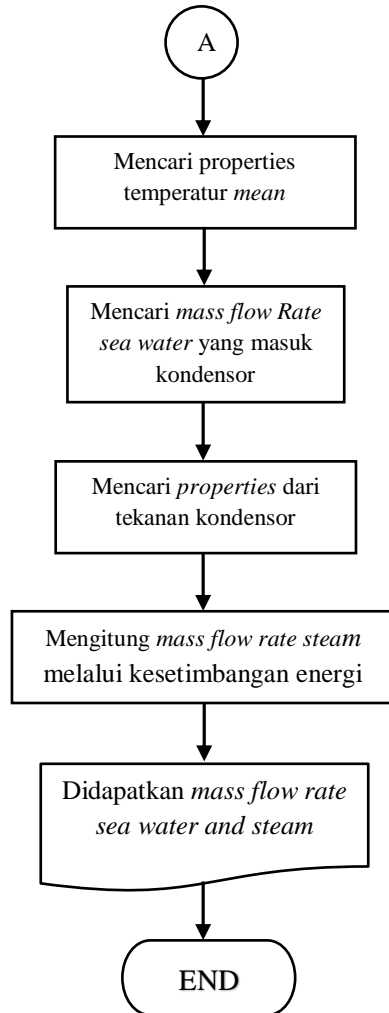
### 3.3 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

Pada sisi *tube*, input data yang diperlukan adalah temperatur air laut yang masuk, keluar kondensor dan kapasitas aliran air laut serta tekanan pada kondensor. Temperatur air laut

yang berubah - ubah tergantung dengan keadaan alam, membuat keadaan perpindahan panas kondensor sangat berfluktuasi. Oleh karena itu, untuk mengetahui laju perpindahan panas dan efektifitas, maka temperatur air laut dianggap konstan. selanjutnya adalah mencari data *properties* untuk aliran di dalam *tube*. Dari data tekanan pada kondensor didapatkan *properties* untuk menghitung aliran *steam* yang masuk ke dalam kondensor dengan menggunakan kesetimbangan energi.

### 3.3.1 Flow Chart Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam





**Gambar 3.2** Flow Chart Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*



### 3.4 Analisis Perpindahan Panas

#### 3.4.1 $\Delta T_{LM}$ di zona condensing

Mencari temperatur di zona kondensor, kemudian mencari  $\Delta T_{LM}$  di zona condensing dengan metode LMTD (*Log Mean Temperature Difference*).

##### 3.4.1.2 Flow Chart $\Delta T_{LM}$ di setiap zona



Gambar 3.3 Flow Chart  $\Delta T_{LM}$  di setiap zona

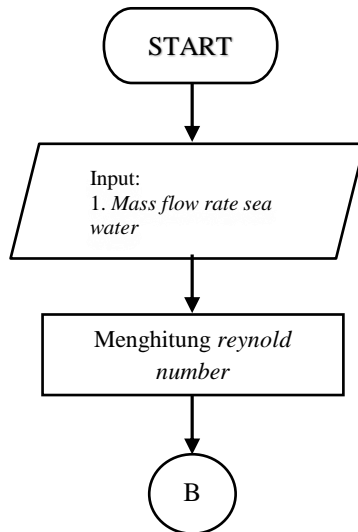
#### 3.4.2 Perpindahan Panas di Dalam Tube

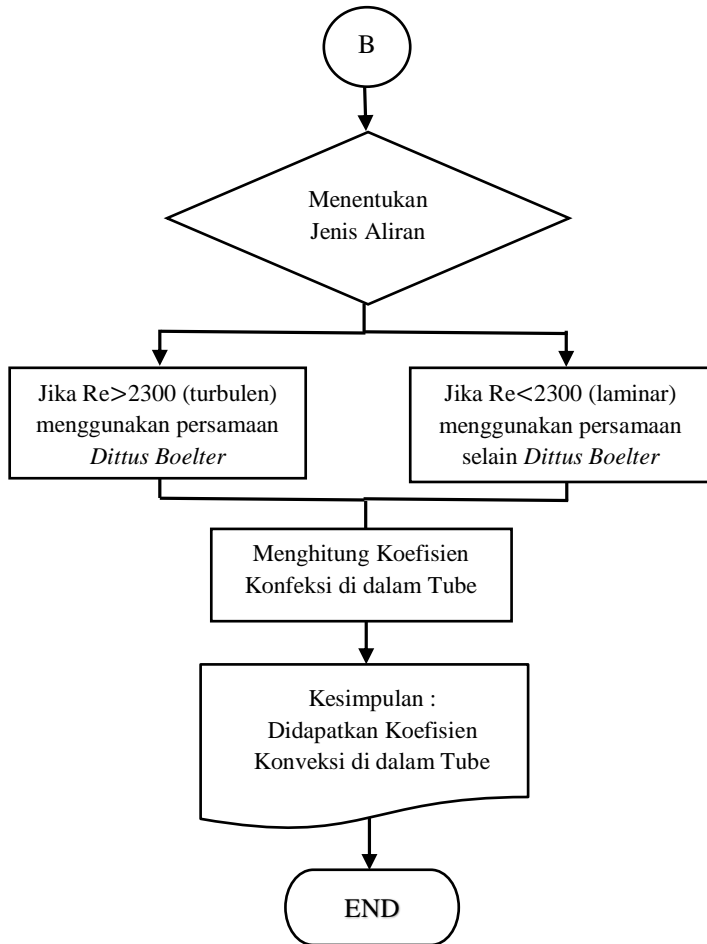
Dilakukan perhitungan untuk mencari harga *reynold number*. Namun untuk mengetahui nilai *reynold number*, harus

dihitung terlebih dahulu *mass flow rate* aliran di dalam tube dari kapasitas aliran.

Apabila *reynold number* sudah diketahui, maka dapat ditentukan jenis aliran yang terjadi di dalam tube. Apabila nilai *reynold number*nya kurang dari 2300, maka termasuk aliran laminar. Sedangkan apabila *reynold number*nya lebih dari 2300, maka termasuk aliran turbulen. Dan apabila *reynold number*nya sama dengan 2300, maka aliran tersebut termasuk aliran transisi. Dari jenis aliran tersebut dapat ditentukan korelasi yang sesuai untuk menghitung *nusselt number* dan didapatkan koefisien konveksi di dalam *tube*.

### 3.4.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas di Dalam Tube





**Gambar 3.4** Flow Chart Perpindahan Panas pada *Tube*

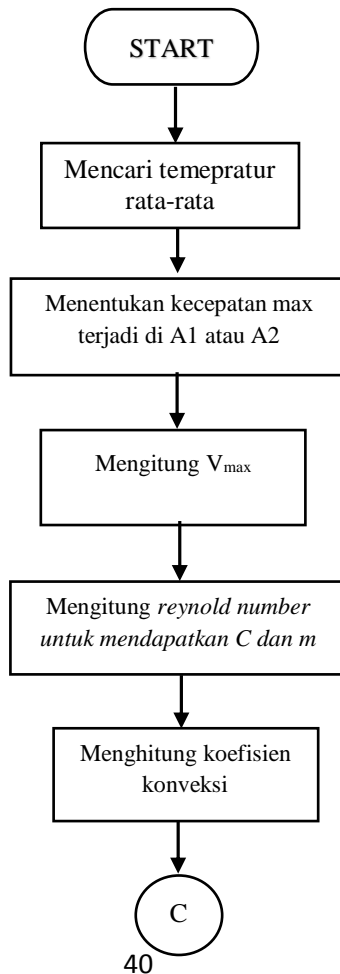
### 3.5 Perpindahan Panas pada Sisi Shell

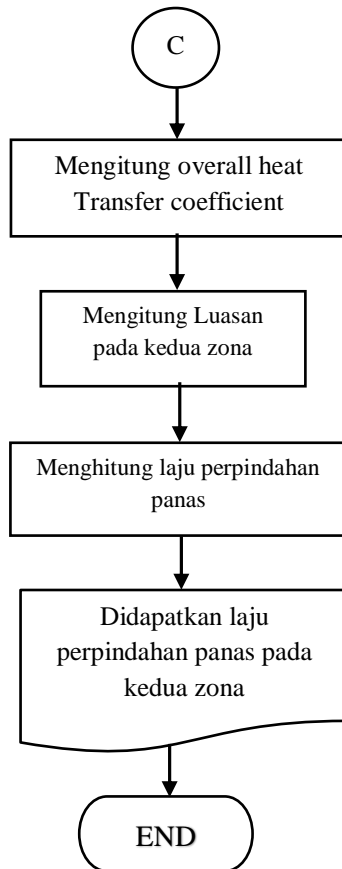
#### 3.5.1 Zona *Desuperheat* dan *Subcooling*

Mencari  $T_{\text{mean}}$  di kedua zona, kemudian mencari *properties*. Dengan susunan *tubestaggered*, maka menggunakan korelasi yang sesuai. Mencari kecepatan max pada A1 atau A2, sehingga akan mendapatkan *reynold number max* pada kedua zona.

Kemudian mencari  $Nu_d$ , dengan korelasi yang sesuai (dapat lihat di tabel konstanta  $C$  dan  $m$ ). Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada kedua zona yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient*. Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luasan di kedua zona dan didapatkanlah laju perpindahan panas di kedua zona.

### 3.5.1.1 Laju Perpindahan Panas pada Zona Desuperheating dan Subcooling





**Gambar 3.5** Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *desuperheating* dan *subcooling*

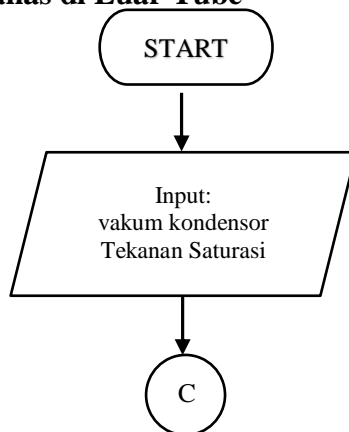
### 3.5.2 Zona Condensing

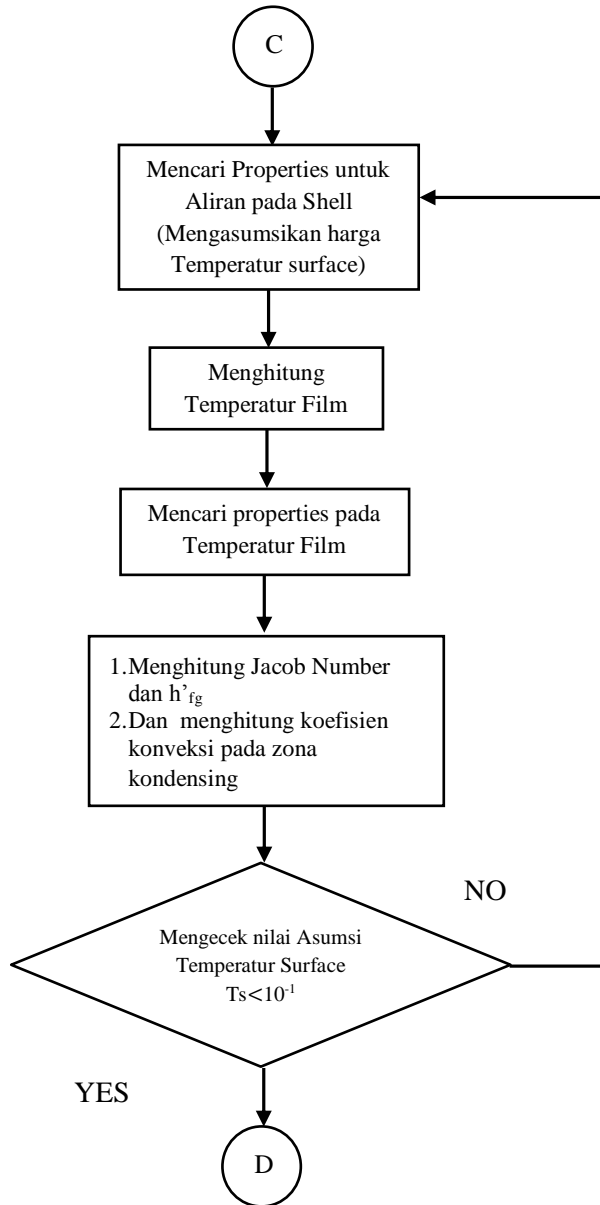
Pada zona *condensing* menggunakan korelasi *film condensing radial system*. Untuk mencari koefisien konveksi di luar tube, maka diperlukan nilai *Jacob number* dan *latent heat of vaporation*. Dalam mencari kedua hal tersebut, maka diperlukan beberapa *properties* yang didapatkan dari tekanan vakum kondensor. Selain itu, karena terjadi proses kondensasi, maka di dalam *shell* juga harus dicari *properties* dari temperatur film di sisi tube.

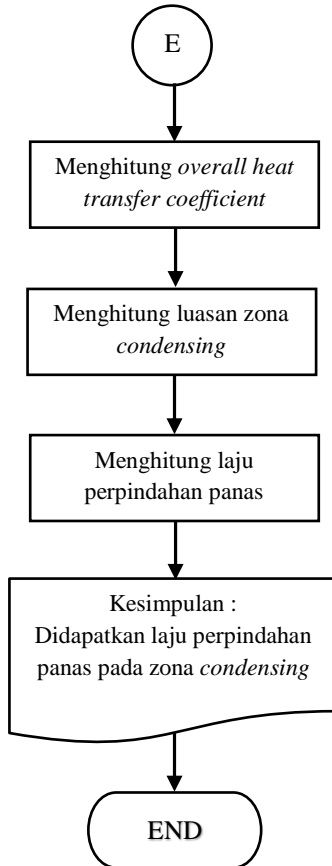
Tingkat kevakuman kondensor digunakan untuk mencari temperatur saturasi pada *shell*. Kemudian untuk menghitung temperatur film, harus diketahui terlebih dahulu temperatur surface. Sedangkan pada data operasi, *temperature surface* tidak diketahui, sehingga diasumsikan nilai *temperature surface* terlebih dahulu. Setelah menemukan koefisien konveksi di dalam tube dengan harga *temperature surface* asumsi, dilakukan pengecekan ulang dengan iterasi harga *temperature surface*. Dengan ini didapatkan koefisien konveksi pada zona *condensing* yang akan digunakan untuk mencari *overall heat transfer coefficient*. Kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luasan dan didapatkanlah laju perpindahan panasnya.

#### 3.5.2.1 Flow Chart Perhitungan Perpindahan

##### Panas di Luar Tube







**Gambar 3.6** Flow Chart laju perpindahan panas pada zona *Condensing*

### **3.6 Laju Perpindahan Panas dan *Overall Heat Transfer Coefficient* Total**

Dengan diketahuinya Laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* pada setiap zona condensing, dapat diketahui laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* total pada kondensor.

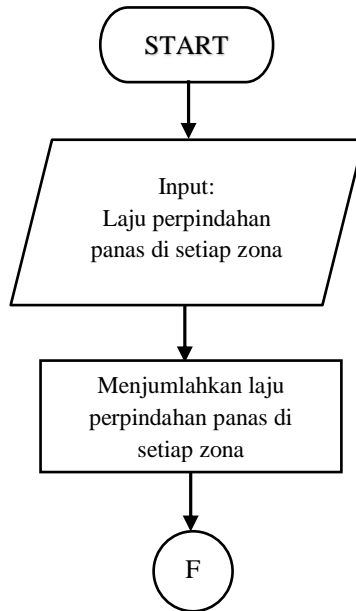


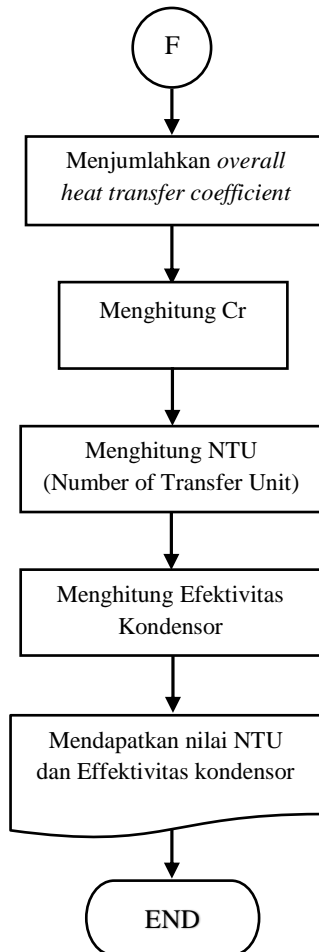
### 3.7 Efektivitas Kondensor

Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor, terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dipengaruhi oleh *heat capacity* pada bagian *shell* dan *tube* ( $C_c$  dan  $C_h$ ). Dengan mengetahui *heat capacity* maksimum dan minimum, maka dapat dipergunakan untuk mencari persamaan *Number of Transfer Unit* (NTU).

Nilai efektivitas suatu heat exchanger dapat diketahui sesuai dengan tipe heat exchangnya. Sedangkan untuk kondensor PLTGU Unit 1, merupakan tipe *heat exchanger* tipe *shell and tube* dengan dua laluan. Dari tipe kondensor tersebut, dapat diketahui korelasi yang sesuai untuk mencari efektivitas kondensor.

#### 3.7.1. Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas dan Overall Heat Transfer Coefficient Total dan Efektivitas





**Gambar 3.7** Flow Chart Perhitungan Perpindahan Panas, *Overall Heat Transfer Coefficient* Total dan Efektivitas

## BAB IV ANALISIS DATA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dijabarkan tentang perhitungan dan pembahasan pengaruh tekanan vakum kondensor terhadap laju perpindahan panas dan efektivitas pada kondensor. Data yang diambil adalah data spesifikasi dan data aktual di lapangan. Data spesifikasi diambil dari *Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area* dan *Condensor's Specification design* dari buku panduan *Equipment Maintenance Manual – Steam Turbine and Auxilary Equipment Vol II-2*, Gresik *Steam Power Plant Unit I & II*. Dan data aktual diperoleh dari data ketika kondensor sedang beroperasi selama 12 bulan, yaitu bulan Januari 2017-Desember 2017

### 4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Pada Kondensor Unit III

**Tabel 4.1** Thermal Calculation Sheet Determination for Condenser Surface Area

Number	One (1)
Type	Two passes, Reserve flow, Devided waterbox, Horizontal, Surface Type
<i>Tube material</i>	Titanium
Total Number of <i>Tube</i> (N)	15136
Number of Water Passes	Two (2)
Outside Diameter (Do)	25 mm
Thickness	1,25 mm
Effective Length (L)	8909 mm
Cooling Water Source	Sea water
Cooling Water	
Flow rate (Q)	21660 m <sup>3</sup> /h
Vilocity in <i>tube</i> (V)	2 m/s

**Tabel 4.2** Data Aktual Kondensor bulan April 2017

Actual Data	
<i>Condenser Vacuum</i>	704,5107 mmHg
<i>Sea water inlet temperature (T<sub>ci</sub>)</i>	30,18 °C
<i>Sea water outlet temperature (T<sub>co</sub>)</i>	36,85 °C
<i>Steam inlet temperature (T<sub>hi</sub>)</i>	40,50 °C
<i>Steam outlet temperature (T<sub>ho</sub>)</i>	39,85 °C

## 4.2 Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam

Untuk mengetahui laju aliran massa *steam* yang melalui kondensor, digunakan keseimbangan energi.

Diketahui dari data aktual, T<sub>ci</sub> = 30,18 °C dan T<sub>co</sub> = 36,85 °C, sehingga diperoleh nilai temperatur rata-rata (T<sub>mean</sub>).

$$\begin{aligned}
 T_{\text{mean}} &= \frac{T_{ci} + T_{co}}{2} \\
 &= \frac{30,18\text{ °C} + 36,85\text{ °C}}{2} \\
 &= 33,515\text{ °C} \\
 &= 306,515\text{ °K}
 \end{aligned}$$

Dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7<sup>th</sup> edition by Frank P. Incropera – David P. Dewitt* didapat *properties* pada temperature 306,51 °K (interpolasi) didapat :

$$v_f = 1,005606 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned}
 \rho_f &= \frac{1}{v_f} \\
 &= \frac{1}{1,005606 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\
 &= 994,425252 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}
 \end{aligned}$$

$$c_{p,f} = 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}$$

$$\mu_f = 746,578 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$k_f = 622,424 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$$

$$Pr_f = 5,02426$$

a. Perhitungan *Mass flow rate sea water* ( $\dot{m}_c$ )

Dari data spesifikasi diketahui bahwa velocity 2 m/s. Maka dalam perhitungan, debit maksimum adalah :

$$\begin{aligned} Q &= V \times (\pi \times D \times L \times Nt) \\ &= 2 \frac{m}{s} \times (3,14 \times 0,025 \text{ m} \times 8,909 \times 15136) \\ &= 5,880811102 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

Karena satu unit kondensor terdiri dari kondensor A dan B maka debit air pendingin :

$$\begin{aligned} Q &= \frac{5,880811102 \frac{m^3}{s}}{2} \\ &= 2,940405551 \frac{m^3}{s} \end{aligned}$$

Dengan diketahui debit pada tiap kondensor, maka *mass flow rate sea water* adalah :

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \rho \times V \times A \\ &= \rho_f \times Q \\ &= 994,425252 \frac{kg}{m^3} \times 2,940405551 \frac{m^3}{s} \\ &= 2924,013531 \frac{kg}{s} \end{aligned}$$

*Mass flow rate sea water* disetiap tube adalah :

$$\frac{\dot{m}_c}{N_{total}} = \frac{2924,013531 \frac{kg}{s}}{15136} = 0,193182712 \frac{kg}{s}$$

b. Dari data aktual kondensor, diketahui condensor vacuum adalah 704,51 mmHg yang merupakan tekanan gage, maka :

$$\begin{aligned} P_{absolute} &= P_{atm} - P_{gage} \\ &= 760 \text{ mmHg} - 704,51 \text{ mmHg} \\ &= 55,49 \text{ mmHg} \\ &= 0,073980 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dengan tekanan sebesar 0,073980 bar dari tabel A-3 *Properties of Saturated Water (liquid-Vapor):Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

$$T_{sat} = 39,63 \text{ }^{\circ}\text{C} = 312,63 \text{ K}$$

$$h_f = 166,05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_g = 2573,64 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_o = 165,81 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_i = 2575,19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan menggunakan prinsip *energi balance* maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$q_{hot} = q_{cold}$$

$$q_{desup} + q_{condensing} + q_{subcooling} = \dot{m}_c c_c (T_{co} - T_{ci})$$

$$\left[ \left( \dot{m}_h (h_i - h_g) \right) + \left( \dot{m}_h (h_g - h_f) \right) + \left( \dot{m}_h (h_f - h_o) \right) \right] = \dot{m}_c c_c ($$

$$\dot{m}_h (2575,19 - 2573,64) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \dot{m}_h (2573,64 - 166,05) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \dot{m}_h (166,05 - 165,81) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 2924,013 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{kgK}} \times (309,85 - 303,18) \text{ K}$$

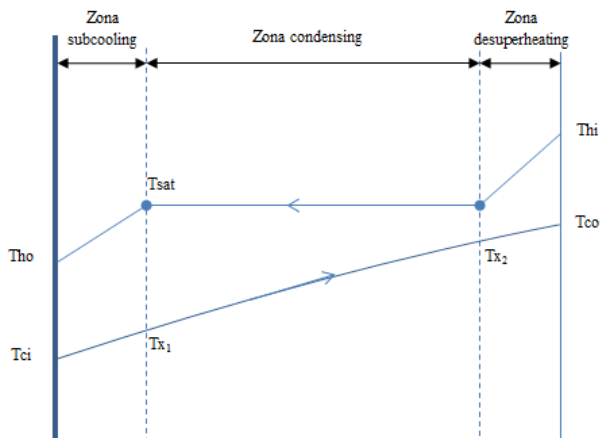
$$\dot{m}_h 2409,38 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 81484,2305 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_h = 33,81959065 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga laju aliran massa steam yang masuk ke dalam kondensor adalah  $33,81959065 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

### 4.3 Analisis Perpindahan Panas

Untuk mendapatkan  $\Delta T_{LM}$  pada setiap zona, terlebih dahulu menghitung  $T_{x1}$  dan  $T_{x2}$



**Gambar 4.1** Grafik Distribusi Temperatur

Nilai  $T_{x1}$ :

$$\begin{aligned}
 q_{\text{subcool}} &= \dot{m}_c c_{pc} (T_{x1} - T_{ci}) \\
 33,819590 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (166,05 - 165,81) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} &= \\
 2924,013 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \times (T_{x1} - 303,18)\text{K} \\
 T_{x1} &= 303,19\text{K}
 \end{aligned}$$

Nilai  $T_{x2}$ :

$$\begin{aligned}
 q_{\text{desup}} &= \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{x2}) \\
 33,819590 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (2575,19 - 2573,64) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} &= \\
 = 2924,013 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \\
 \times (309,85 - T_{x2})\text{K} \\
 T_{x2} &= 309,86\text{K}
 \end{aligned}$$

#### 4.3.1 Metode LMTD (Log Mean Temperature Difference)

##### a. $\Delta T_{LM}$ zona desuperheating

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{sat} - T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi}-T_{co})}{(T_{sat}-T_{x2})}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = \frac{(313,50 - 309,85)K - (313,50 - 309,86)K}{\ln \frac{(313,50-309,85)K}{(313,50-309,86)K}}$$

$$\Delta T_{LM,desup} = 3,192929 \text{ K}$$

**b.  $\Delta T_{LM}$  zona condensing**

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(T_{sat} - T_{ci}) - (T_{sat} - T_{co})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{ci})}{(T_{sat}-T_{co})}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = \frac{(312,63 - 303,18)K - (312,63 - 309,85)K}{\ln \frac{(312,63-303,18)K}{(312,63-303,18)K}}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 5,447688 \text{ K}$$

**c.  $\Delta T_{LM}$  zona subcooling**

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(T_{sat} - T_{x1}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{sat}-T_{x1})}{(T_{ho}-T_{ci})}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = \frac{(313,50 - 303,19)K - (312,58 - 303,18)K}{\ln \frac{(313,50-303,19)K}{(312,58-303,18)K}}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 9,424646 \text{ K}$$

Untuk jenis aliran *cross flow*, dibutuhkan faktor koreksi (F) yang dicari melalui grafik (*correction factor for a shell and tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two,four, etc tube passes)*). Sehingga peramaan LMTD menjadi :

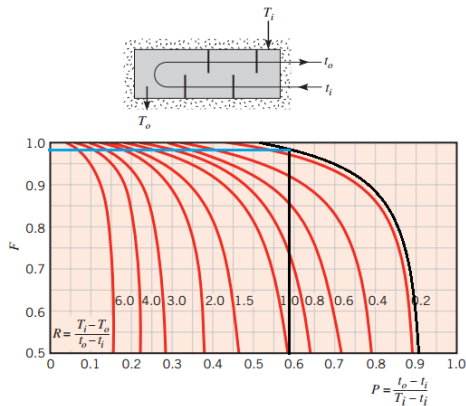
$$\Delta T_{LM,CF} = \Delta T_{LM} F$$



Untuk mencari F perlu mengitung R dan P :

$$R = \frac{(Th_i - Th_o)}{(Tc_o - Tc_i)} = \frac{(40,50 - 39,58)}{(36,85 - 30,18)} = 0,13793$$

$$P = \frac{(Tc_o - Tc_i)}{(Th_i - Tc_i)} = \frac{(36,85 - 30,18)}{(40,50 - 30,18)} = 0,64631$$



**Gambar 4.2** Faktor koreksi cross flow

Dari gambar dapat dilihat apabila  $R = 0,13793$  dan  $P = 0,64631$  maka akan didapatkan  $F = 0,93$ , sehingga  $\Delta T_{LM}$  disetiap zona adalah :

$$\Delta T_{LM,desup} = 3,192929 \text{ K} \times 0,93 = 2,9694244 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,cond} = 5,447688 \text{ K} \times 0,93 = 5,0663503 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,subcool} = 9,424646 \text{ K} \times 0,93 = 8,7649210 \text{ K}$$

#### 4.3.2 Perpindahan Panas di Dalam Tube

Perhitungan untuk *reynold number* ( $Re_D$ )

$$Re = \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_i \times \mu_f}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{4 \times 0,193182712 \frac{kg}{s}}{\pi \times (0,025 - (0,00125 \times 2)) \text{ m} \times (746,578 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2})} \\
&= 14625,960
\end{aligned}$$

Dengan *reynold number* ( $Re_D$ ) 13879,05191 adalah maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* ( $Nu_D$ ) dengan syarat,

$$\begin{bmatrix} 0,7 \leq Pr \leq 500 \\ 1 \leq Re_D \leq 10^{-6} \end{bmatrix}$$

Dengan perumusan sebagai berikut,

$$Nu_D = 0,023 Re_D^{\frac{4}{5}} Pr^n$$

Dengan  $n = 0,4$  untuk persamaan ( $T_s > T_m$ )

Sehingga :

$$\begin{aligned}
Nu_D &= 0,023 \times Re_D^{\frac{4}{5}} \times Pr^n \\
&= 0,023 \times 14625,960^{\frac{4}{5}} \times 5,02426^{0.4} \\
&= 94,3184
\end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned}
h_i &= \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} \\
&= \frac{94,3184 \times 622,288 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{(0,025 - (0,00125 \times 2)) \text{ m}} \\
&= 2608,58 \frac{W}{m^2.K}
\end{aligned}$$

### 4.3.3 Perpindahan Panas di Luar Tube

#### a. Zona Desuperheating

$$T_{mean,desup} = \frac{T_{hi} + T_{sat}}{2}$$

$$T_{mean,desup} = \frac{313,50 \text{ K} + 312,63 \text{ K}}{2}$$

$$T_{mean,desup} = 313,065 \text{ K}$$

Sehingga didapatkan properties dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* 7<sup>th</sup> edition by Frank P. Incropera – David P. Dewitt sebagai berikut:

$$v_g = 19,79$$

$$\rho = 0,050530571 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu = 9,6126 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$Pr = 0,87913$$

$$k = 20,58 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

Menghitungnilai  $T_{surface}$

$$T_{s,desup} = \frac{T_{hi} + T_{x2}}{2}$$

$$T_{s,desup} = \frac{312,63 K + 309,69K}{2}$$

$$T_{s,desup} = 311,59 K$$

$$T_{s,desup} = 311,59 ^\circ K = 38,59 ^\circ C \text{ (interpolasi)}$$

$$Pr_s = 0,87634$$

- Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *desuperheating*, pertama ditentukan kecepatannya.

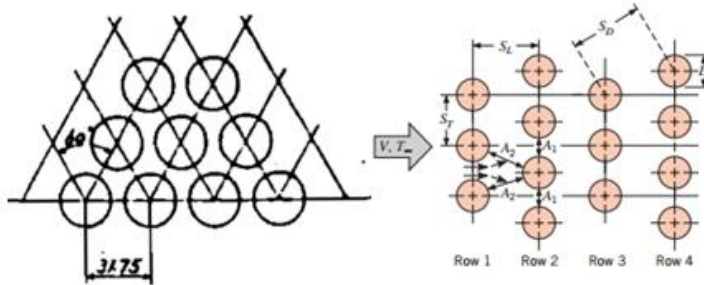
$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} A_{crossflow}}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{desup} \times (N_{row})}$$

$$V = \frac{33,81959065 \frac{kg}{s}}{0,050530571 \frac{kg}{m^3} \times (153 m \times 0,05498 \times 8,909 m)}$$

$$V = 8,7034 \frac{m}{s}$$

Pada susunan *tube staggered*, kecepatan maksimal dapat terjadi di daerah A1 ataupun A2.



**Gambar. 4.3** Susunan *Tube Staggered*

Dengan menggunakan pitagoras, maka didapatkan

$$SD = 31,75 \text{ mm}$$

$$ST = 54,98 \text{ mm}$$

$$SL = 31,75 \text{ mm}$$

$V_{max}$  terjadi di A2 jika:

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

$$S_D = \left[ 31,75^2 + \left( \frac{54,98}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{54,98 + 25}{2}$$

$$41,99 < 39,99$$

$V_{max}$  terjadi di A1 jika :

$$2(S_D - D) < (S_T - D)$$

$$2(31,75 - 25) < (54,98 - 25)$$

$$13,5 < 29,98$$

Karena sesuai dengan syarat A1, maka :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V$$

$$V_{max} = \frac{54,98}{54,98-25} \times 8,7034 \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 15,961 \frac{m}{s}$$

- *Reynold Number*

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{\rho_{desup} V_{max} d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = \frac{0,050530571 \frac{kg}{m^3} \times 15,961 \frac{m}{s} \times 0,025m}{9,6126 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,desup} = 2097,6$$

- *Nusselt Number*

Sebelum menghitung *nusselt number*, terlebih dahulu harus mencari C dan m dari *table constant for the tube bank in cross flow*

**Tabel 4.3** *Constants for the tube bank in cross flow*

Configuration	$Re_{D,max}$	$C_1$	$m$
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2-10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2-10^3$		
Aligned ( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ( $S_T/S_L > 2$ )	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{ST}{SL} = \frac{54,98 mm}{31,75 mm} = 1,731$$

Maka Nilai m = 0,6 dan

$$\text{nilai } C = 0,35 \left( \frac{ST}{SL} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,35 \left( \frac{54,98 mm}{31,75 mm} \right)^{1/5}$$

$$C = 0,3906$$

$$Nu_{D,desup} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$NU_{D,desup} = 0,3906 \times 2097,6^{0,6} \times 0,87913^{0,36}$$

$$\times \left( \frac{0,87913}{0,87797} \right)^{1/4}$$

$$NU_{D,desup} = 38,4712$$

- Koefisien konveksi *desuperheating*

$$ho_{desup} = \frac{Nu_{D,desup} k_{desup}}{d_o}$$

$$ho_{desup} = \frac{38,4712 \frac{kg}{s} \times 20,58 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{0,025m}$$

$$ho_{desup} = 31,66 \frac{W}{m^2.K}$$

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient (U)*
  - Untuk harga k diambil dari tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Methalic Solid* dengan bahan Titanium untuk temperatur 306,43 °K yaitu 22,31  $\frac{W}{m.K}$
  - Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table* didapat  $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$  (*non oil bearings*)
  - Dari tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, didapat  $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$  (*sea water and treated boiler feed water (below 50 °C)*)

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) + R''_{f,i} + \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{desup} = \frac{1}{\frac{1}{31,66 \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125 m}{22,31 \frac{W}{m.K}} \ln \left( \frac{0.0125 m}{0.0225 m} \right) +}$$

$$= 30,99 \frac{W}{m^2 K}$$

- Luasan perpindahan panas zona *desuperheating* ( $A_{desup}$ )

Luasan perpindahan panas pada zona *desuperheating* diasumsikan sebesar 1% dari total luas permukaan *tube*, sehingga luasan zona *desuperheating* adalah :

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{desup} = \frac{1}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times 15136$$

$$A_{desup} = 105,85 m^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *deuperheating* :

$$q_{desup} = U_{desup} A_{desup} \Delta T_{LM,desup}$$

$$q_{desup} = 30,99 \frac{W}{m^2 K} \times 105,85 m^2 \times 3,363999 K$$

$$q_{desup} = 11037,90 Watt$$

### b. Zona Condensing

Mencari properties pada temperatur saturasi didapatkan properties dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* didapat *properties* sebagai berikut :

$$T_{sat} = 39,63 ^\circ C = 312,63 K$$

$$v_g = 20,24 \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_g = \frac{1}{v_g} = \frac{1}{20,24 \frac{m^3}{kg}} = 0,049402233 \frac{kg}{m^3}$$

$$h_{fg} = 2407,58 \frac{kJ}{kg}$$

$$C_{ph} = 1.88515 \frac{kJ}{kgK}$$

- Perhitungan *Surface Temperature* ( $T_s$ ) digunakan asumsi *T surface* sebesar 311,02 °K (iterasi)

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2}$$

$$= \frac{(312,63 + 311,02)K}{2}$$

$$= 311,825 \text{ }^{\circ}K$$

Dari *film temperature* pada *tube* 311,825 °K (interpolasi) didapat properties melalui tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut,

$$v_f = 1,00773 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_f = \frac{1}{v_f} = \frac{1}{1,00773 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}} = 992,3292946 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_{p_f} = 4,17837 \frac{kJ}{kg.K}$$

$$\mu_f = 671,64 \times 10^{-6} \frac{N.s}{m^2}$$

$$k_f = 630,19 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}$$

a. Perhitungan *Jacob number* dan  $h'_{fg}$

Untuk menghitung  $h_o$  diperlukan terlebih dahulu *Jacob number* dan  $h'_{fg}$

*Jacob number* (Ja)

$$Ja = \frac{C_{p,f} \times (T_{sat} - T_s)}{h_{fg}}$$

$$= \frac{4,17837 \frac{kJ}{kg.K} \times (312,63 - 311,825)K}{2407,58 \frac{kJ}{kg}}$$

$$= 0,002794165$$

$$h'_{fg} = h_{fg} \times (1 + 0,68 Ja)$$

$$= 2407,58 \frac{kJ}{kg} \times (1 + (0,68 \times 0,002794165))$$

$$= 2412154479 \frac{kJ}{kg}$$

$$= 2412,154479 \frac{J}{kg}$$

b. Perhitungan Koefisien Konveksi di luar *tube* ( $h_o$ )

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran diluar *tube* ( $h_o$ ), nusselt number harus dihitung terlebih dahulu.



$$\overline{Nu}_D = 0,729 \left( \frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 0,729 \left( \frac{9,81 \frac{m}{s^2} \times 992,3292946 \frac{kg}{m^3} \times (992,3292946 - 0,049402233) \frac{kg}{m^3} \times \left( \frac{630,19 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K} \times 671,64 \times 10^{-6} \frac{N \cdot s}{m^2} \times \frac{(0,025m)^3 \times 2412,154479 \frac{J}{kg}}{(312,63 - 311,02)K} \right)}{1} \right)^{1/4}$$

$$\overline{Nu}_D = 623,26$$

Dengan  $\overline{Nu}_D = 623,26$  maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian *shell* yaitu :

$$\begin{aligned} \bar{h}_o &= \frac{\overline{Nu}_D \times k_l}{D_o} \\ &= \frac{623,26 \times (630,19 \times 10^{-3} \frac{W}{m \cdot K})}{0,025 m} \\ &= 15710,93 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

Dengan mengetahui jumlah *tube* secara horizontal ke bawah, maka nilai  $N_L$  dapat dilihat pada gambar desain dari kondensor yaitu 153 buah, maka :

$$\begin{aligned} h_o N &= h_o \times N_L^n \\ &= 15710,93 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times 153^{-\frac{1}{4}} \\ &= 6793,39 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

c. Mengecek Asumsi *Surface Temperature*

Pada iterasi ini nilai selisihnya  $10^{-5}$ . Dari asumsi  $T_s$  awal yaitu 311,02 °K, maka pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$q'' = \frac{\Delta t}{\sum R} = \frac{T_{sat} - T_c}{R_o + R_i} = \frac{T_s - T_c}{R_i}$$

$$\frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}}$$

Sehingga temperatur dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan :

$$T_s = 306,43^\circ K + \frac{15710,93 \frac{W}{m^2 \cdot K}}{2608,58 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times \frac{0,0225m}{0,025m} + 15710,93 \frac{W}{m^2 \cdot K}} \times (312,63 - 306,43)$$

$$= 311,0375^{\circ}\text{K}$$

$$T_s = 38,03^{\circ}\text{C}$$

Karena selisinya hanya  $5,674 \times 10^{-5}^{\circ}\text{C}$  dari  $T_s$  asumsi, maka asumsi mendekati benar.

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* ( $U$ )

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{15710,93 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} + 0,0001 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} + \frac{0,0125 \text{ m}}{22,31 \frac{\text{W}}{\text{m.K}}} \ln\left(\frac{0,0125 \text{ m}}{0,02255 \text{ m}}\right) + \frac{1}{0,0001 + \frac{0,0125}{0,02255} \times \frac{1}{2608,58}}}$$

$$= 1335,78 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

- Luasan perpindahan panas zona condensing ( $A_{\text{conden}}$ )

Luasan perpindahan panas pada zona *condensing* adalah :

$$A_{\text{conden}} = \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{\text{conden}} = \pi \times 0,025 \times 8,909 \times 15136$$

$$A_{\text{conden}} = 10426,67 \text{ m}^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *condensing* :

$$q_{\text{conden}} = U_{\text{conden}} A_{\text{conden}} \Delta T_{LM,\text{conden}}$$

$$q_{\text{conden}} = 1335,78 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 10426,67 \text{ m}^2 \times 5,57975 \text{ K}$$

$$q_{\text{conden}} = 77713485,12 \text{ Watt}$$

### c. Zona *Subcooling*

Zona *subcooling* adalah zona dimana *steam* yang masuk ke dalam kondensor didinginkan hingga mencapai suhu *saturated*. Sebelum menghitung di zona *subcooling* terlebih dahulu ditentukan properties fluida dengan  $T_{\text{mean,subcool}}$  sebagai berikut :

$$T_{\text{mean,subcool}} = \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2}$$

$$T_{mean,subcool} = \frac{(303,19 + 303,18)K}{2}$$

$$T_{mean,subcool} = 303,180 K$$

Sehingga didapatkan properties dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut:

$$v_f = 1,004272 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$\rho_f = 995,74617 \frac{kg}{m^3}$$

$$\mu_f = 800.304 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}$$

$$k_f = 617.452 \times 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$Pr_f = 5.42932$$

Menghitung nilai  $T_{surface}$

$$T_{s,subcool} = \frac{T_{ho} + T_{ci}}{2}$$

$$T_{s,subcool} = \frac{312,58 K + 303,18 K}{2}$$

$$T_{s,subcool} = 307,88 K$$

Dengan  $T_{surface}$ , maka didapatkan nilai  $Pr_s$  sebagai berikut :

$$Pr_s = 4.86592$$

- Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *subcooling*, pertama ditentukan kecepatannya.

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} A_{crossflow}}$$

$$V = \frac{\dot{m}_h}{\rho_{subcool} \times (N_{row})}$$

$$V = \frac{33,81959065 \frac{kg}{s}}{995,74617 \frac{kg}{m^3} \times (153 m \times 0,0549 \times 8,909 m)}$$

$$V = 4,4166 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

V<sub>max</sub> terjadi di A1, maka :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V$$

$$V_{max} = \frac{54,99}{54,99 - 25} \times 4,4166 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

$$V_{max} = 8,0997 \times 10^{-4} \frac{m}{s}$$

- *Reynold Number*

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{\rho_{desup} V_{max} d_o}{\mu_{desup}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = \frac{995,74617 \frac{kg}{m^3} \times 8,0997 \times 10^{-4} \frac{m}{s} \times 0,025m}{800.304 \times 10^{-6} \frac{Ns}{m^2}}$$

$$Re_{Dmax,subcool} = 25,194$$

- *Nusselt Number*

Sebelum menghitung *nusselt number*, terlebih dahulu harus mencari C dan m dari *table constant for the tube bank in cross flow*

**Tabel 4.4** *Constants for the tube bank in cross flow*

Configuration	$Re_{D,max}$	$C_1$	$m$
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	$10^2-10^3$	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	$10^2-10^3$		
Aligned	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
( $S_T/S_L < 2$ )			
Staggered	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
( $S_T/S_L > 2$ )			
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

<sup>a</sup>For  $S_T/S_L < 0.7$ , heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{S_T}{S_L} = \frac{54,98 \text{ mm}}{31,75 \text{ mm}} = 1,731$$

Maka nilai C = 0,9 dan m = 0,6 dan

$$Nu_{D,subcool} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 0,9 \times 25,194^{0,6} \times 5.42932 \times \left( \frac{5.42932}{4.86592} \right)^{1/4}$$

$$Nu_{D,subcool} = 11,787$$

- Koefisien konveksi *subcooling*

$$h_{o_{subcool}} = \frac{Nu_{D,subcool} k_{subcool}}{d_o}$$

$$h_{o_{subcool}} = \frac{11,787 \frac{kg}{s} \times 617.452 \times 10^{-3} \frac{W}{m.K}}{0,025m}$$

$$h_{o_{subcool}} = 291,132 \frac{W}{m^2.K}$$

- Perhitungan *Overall Heat Transfer Coefficient* (U)

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln \left( \frac{r_o}{r_i} \right) + R_{f,i} + \left( \frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i}}$$

$$U_{subcool} = \frac{1}{\frac{1}{291,132 \frac{W}{m^2.K}} + 0,0001 \frac{m^2.K}{W} + \frac{0,0125 m}{22,31 \frac{W}{m.K}} \ln \left( \frac{0,0125 m}{0,0225 m} \right) + \frac{1}{0,0001 + \frac{0,0125}{0,0225} \times \frac{1}{2608,58}}}$$

$$= 242,72 \frac{W}{m^2.K}$$

- Luasan perpindahan panas zona *subcooling* ( $A_{desup}$ )

Luasan perpindahan panas pada zona *subcooling* diasumsikan sebesar 0,5% dari total luas permukaan *tube*. Sehingga luasan zona *subcooling* adalah :

$$A_{subcool} = \frac{0,5}{100} \times \pi \times d_o \times l \times N_t$$

$$A_{subcool} = \frac{0,5}{100} \times \pi \times 0,025 \times 8,909 \times 15136$$

$$A_{subcool} = 52,927 m^2$$

- Laju perpindahan panas pada zona *subcooling* :

$$q_{subcool} = U_{subcool} A_{subcool} \Delta T_{LM,subcool}$$

$$q_{subcool} = 242,72 \frac{W}{m^2 K} \times 52,927 m^2 \times 9,42465 K$$

$$q_{subcool} = 112602,63 \text{ Watt}$$

#### 4.3.4 Laju Perpindahan Panas Total

$$q_{tot} = q_{desuperheating} + q_{condensing} + q_{subcooling}$$

$$q_{tot} = (11037,90 + 77713485,12 + 112602,63) \text{ Watt}$$

$$q_{tot} = 77837125,66 \text{ Watt} = 77,837125 \text{ MW}$$

#### 4.3.5 Overall Heat Transfer Total

$$U_{tot} = U_{desuperheating} + U_{condensing} + U_{subcooling}$$

$$U_{tot} = (30,99 + 1335,78 + 242,72) \frac{W}{m^2 K}$$

$$U_{tot} = 1609,50 \frac{W}{m^2 K}$$

### 4.4 Perhitungan dengan Metode *Number of Transfer Unit (NTU) – Effectiveness ( $\epsilon$ )*

#### 4.4.1 Perhitungan *Heat Capacity*

Sebelum mencari efektifitas dari kondensor, harus diketahui terlebih dahulu *heat capacity cold* (Cc) dan *hot* (Ch), yaitu:

- Kapasitas panas pada sisi *tube* :

$$\begin{aligned} C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\ &= 2924,013531 \frac{kg}{s} \times 4,178 \frac{kJ}{kg.K} \\ &= 12216,9415 \frac{kJ}{s.K} \rightarrow (C_{max}) \end{aligned}$$

- Kapasitas panas di sisi *shell* :

$$\begin{aligned} C_h &= \dot{m}_h \times C_{p,h} \\ &= 33,81959065 \frac{kg}{s} \times (1,88515 + 4,178) \frac{kJ}{kg.K} \\ &= 199,83 \frac{kJ}{s.K} \rightarrow (C_{min}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{C_{min}}{C_{max}} \\ &= \frac{199,83 \frac{kJ}{s.K}}{12216,9415 \frac{kJ}{s.K}} \\ &= 0,01635 \end{aligned}$$

#### 4.4.2 Perhitungan *Effectiveness* - NTU

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}}$$

$$NTU = \frac{1609,50 \frac{W}{m^2K} \times \pi \times 0,025m \times 8,909m \times 15136}{199,83 \frac{kJ}{s.K}}$$

$$NTU = 85,25$$

Karena penelitian ini menggunakan zona *condensing*, maka tipe kondensor *crossflowheat exchanger, single passes(1 tube passes)* digunakan persamaan sebagai berikut :

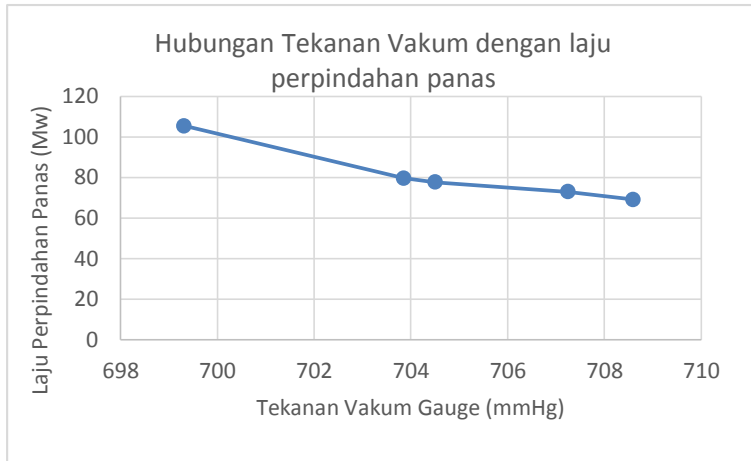
$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,01635 + (1 + 0,01635^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp[-(85,25)_1(1 + 0,01635^2)^{\frac{1}{2}}]}{1 - \exp[-(85,25)_1(1 + 0,01635^2)^{\frac{1}{2}}]} \right\}^{-1}$$

$$= 0,99182$$

**Tabel 4.5** Data Hasil Perhitungan Kondensor

date	load MW	tekanan mmHg	Thi °C	Tho °C	Tci °C	Tco °C	laju perpindahan panas (mw)	efektivitas
April	110	704.5107	40.5	39.58	30.18	36.85	77.665	0.9918
Mei	110	703.8528	40.4	39.44	30.3	37.14	79.611	0.9913
Juni	110	707.257	38.76	37.87	30.81	35.46	72.852	0.9941
Juli	110	708.5942	38.6	37.55	30.78	35.2	69.074	0.9945
Nopember	110	699.3172	41.74	39.66	29.69	37.21	105.421	0.9905

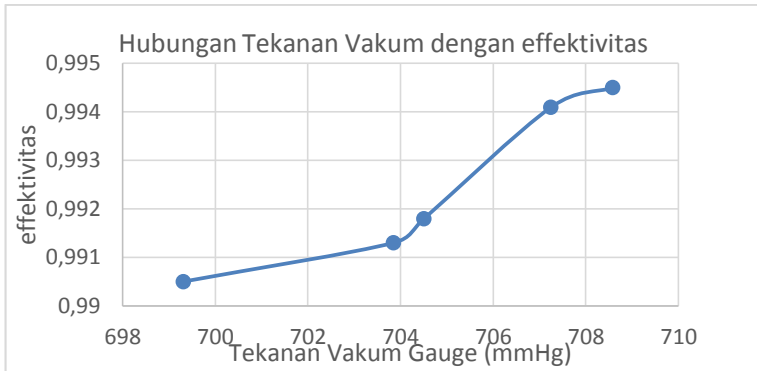


**Gambar 4.4** Grafik Hubungan Tekanan Vakum dengan Laju Perpindahan Panas

Dari grafik 4.2 diatas terlihat bahwa laju perpindahan panas yang semakin besar membuat tekanan vakum dalam kondensor menjadi rendah. Ketika laju perpindahan panas terbesar yaitu 105,421 MW menghasilkan tekanan vakum sebesar 699,3172 mmHg. Sedangkan nilai laju perpindahan panas yang rendah yaitu 69,074 MW menghasilkan tekanan vakum sebesar 708,5942 mmHg.

Laju perpindahan panas tergantung pada aliran pendingin, kebersihan pipa-pipa dan perbedaan temperature. Ketika terdapat penurunan tekanan vakum disebabkan adanya temperature air pendingin yaitu air laut yang tinggi maka berpengaruh pada kecepatan steam berkondensasi dan laju aliran massa uap dari turbin rendah. Ketika aliran massa uap rendah maka uap yang dikondensasikan akan lebih sedikit akibatnya proses perpindahan panas yang terjadi lebih rendah.





**Gambar 4.5** Grafik Hubungan Tekanan Vakum dengan Efektivitas

Dari grafik 4.3 diatas terlihat bahwa efektifitas yang semakin besar membuat tekanan vakum dalam kondensor menjadi besar. Ketika efektifitas terbesar yaitu 0,9950 menghasilkan tekanan vakum sebesar 708,5942 mmHg. Sedangkan nilai efektifitas yang rendah yaitu 0,990 menghasilkan tekanan vakum sebesar 699,3172 mmHg.

Hal ini menunjukkan bahwa kondisi tekanan vakum di dalam kondensor harus dijaga tingkat kevakumannya agar menghemat kalor dan meningkatkan efektifitas kinerja pada kondensor.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1. Kesimpulan**

1. Semakin besar nilai tekanan vakum atau besarnya nilai tekanan dalam kondensor menyebabkan semakin kecil nilai Laju Perpindahan Panas, Namun ini berbanding terbalik dengan nilai efektivitas kondensor dimana jika nilai tekanan kondensor naik maka efektivitas kondensor semakin besar
2. Laju perpindahan panas kondensor unit 3 terbesar yaitu pada bulan November yaitu 105,392 MW dengan tekanan vakum sebesar 0,080 bar (699,317mmHg)
3. Efektivitas kondensor unit 3 terbesar yaitu pada bulan Juli sebesar 0,9945 dengan tekanan vakum sebesar 0,068 bar (708,59 mmHg)
4. Penyebab turunnya tekanan vakum di dalam kondensor dapat dipengaruhi oleh kebersihan Pipa air pendingin, Laju aliran uap, Temperatur air pendingin, adanya gas terkondensasi maupun kebersihan dan kebocoran pipa air pendingin.

#### **5.2. Saran**

1. Pada analisa pengaruh tekanan vakum kondensor terhadap laju perpindahan panas dan efektivitas kondensor di PLTU Unit 3 Kestabilan tekanan vakumnya sebaiknya perlu dijaga yaitu berkisar pada tekanan vakum 0,068 hingga 0,080 bar agar menghasilkan air kondensat yang maksimal dan menjaga efektivitas tertinggi dari kondensor unit 3 pada PLTU PT PJB UP Gresik .
2. Simple Inspaction (Si) perlu dilakukan terhadap komponen – komponen kondensor seperti pipa – pipa dalam kondensor baik jalur fluida pendingin maupun fluida panas, untuk diketahui apakah terjadi fouling atau kerusakan lain sehingga dapat

mengembalikan kinerja kondensor secara cepat akibat rendahnya efektivitas dari kondensor itu sendiri.

3. Pengoprasian alat bantu kondensor pada PLTU unit 3 PT.PJB UP Gresik seperti *backwash rotor debris* dan *ball cleaning* sebaiknya segera dilakukan serta dijadwal dengan interval sependek mungkin guna mengefektifkan proses pembersihan akibat indikasi terjadinya fouling pada pipa – pipa kondensor yang menghambat proses kondensasi pada kondensor.

# LAMPIRAN

## Tabel Thermophysical properties of Selected Methallic Solids

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids<sup>a</sup>

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$k$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)		$k$ (W/m·K)/ $c_p$ (J/kg·K)									
							100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum																
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218						
						482	798	949	1033	1146						
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	65	163	186	186							
						473	787	925	1042							
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2			174	185							
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7				
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519			
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04								
						112	120	127								
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85					
						128	600	1463	1892	2160	2338					
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7								
						198	222	242								
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4		
						192	384	484	542	581	616	682	779	937		
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5			
						236	379	450	503	550	628	733	674			
Copper																
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339				
						252	356	397	417	433	451	480				
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	42	52	59								
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	41	65	74								
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149							
							360	395	425							
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19									
						237	362									
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4				
						190	290	337	348	357	375	395				

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c_p$ (J/kg·K)	$k$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)		$k$ (W/m·K)/ $c_p$ (J/kg·K)									
							100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255				
						109	124	131	135	140	145	155				
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111			
						90	122	133	138	144	153	161	172			
Iron																
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1			
						216	384	490	574	680	975	609	654			
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4			
						215	384	490	574	680	975	609	654			
Carbon steels																
Plain carbon (Mn $\leq$ 1%, Si $\leq$ 0.1%)	7854	434	60.5	17.7		56.7	48.0	39.2	30.0							
						487	559	685	1169							
AISI 1010	7832	434	63.9	18.8		58.7	48.8	39.2	31.3							
						487	559	685	1168							
Carbon-silicon (Mn $\leq$ 1%, 0.1% < Si $\leq$ 0.6%)	7817	446	51.9	14.9		49.8	44.0	37.4	29.3							
						501	582	699	971							
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn $\leq$ 1.65%, 0.1% < Si $\leq$ 0.6%)	8131	434	41.0	11.6		42.2	39.7	35.0	27.6							
						487	559	685	1090							
Chromium (low) steels																
1Cr-4Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7822	444	37.7	10.9		38.2	36.7	33.3	26.9							
						492	575	688	969							
1Cr-4Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2		42.0	39.1	34.5	27.4							
						492	575	688	969							
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1		46.8	42.1	36.3	28.2							
						492	575	688	969							

[illegible]

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)										
		$\rho$	$\epsilon_p$	$k$	$\alpha \cdot 10^6$	$k \text{ (W/m} \cdot \text{K)} / \epsilon_p \text{ (J/kg} \cdot \text{K)}$											
		(kg/m <sup>3</sup> )	(J/kg <sup>2</sup> · K)	(W/m · K)	(m <sup>2</sup> /s)		100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500	
Titanium	1953	4500	522	21.9	9.32	30.5	24.5	20.4	19.4	19.7	20.7	22.0	24.5				
						300	46.5	551	591	633	675	620	686				
Tungsten	3660	19300	132	174	68.3	208	186	159	137	125	118	113	107	100	95		
						172	122	137	142	145	148	152	157	167	176		
Uranium	1406	19070	116	27.6	12.5	21.7	25.1	29.6	34.0	38.8	43.9	49.0					
						94	108	125	146	176	180	161					
Vanadium	2192	6100	489	30.7	10.3	35.8	31.3	32.5	33.3	35.7	38.2	40.8	44.6	50.9			
						258	430	515	540	563	597	645	714	867			
Zinc	693	7140	389	116	41.8	117	118	111	103								
						297	367	402	436								
Zirconium	2125	6570	278	22.7	12.4	33.2	25.2	21.6	20.7	21.6	23.7	26.0	28.8	33.0			
						205	264	300	322	342	362	344	344	344			

\*Adapted from References 1-7

Tabel Thermophysical Properties of Saturated Water

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water\*

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) <sup>b</sup>	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vaporization, <i>h</i> <sub>fg</sub> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number <i>Pr</i> <sub><i>f</i></sub>	Surface Tension, <i>σ</i> <sub><i>f</i></sub> · 10 <sup>3</sup> (N/m)	Expansion Coeffi- cient, <i>β</i> <sub><i>f</i></sub> · 10 <sup>4</sup> (K <sup>-1</sup> )	Temperature, <i>T</i> (K)	
		<i>v</i> <sub><i>f</i></sub> · 10 <sup>3</sup>	<i>v</i> <sub><i>g</i></sub>		<i>c</i> <sub><i>p,f</i></sub>	<i>c</i> <sub><i>p,g</i></sub>	<i>μ</i> <sub><i>f</i></sub> · 10 <sup>6</sup>	<i>μ</i> <sub><i>g</i></sub> · 10 <sup>6</sup>	<i>k</i> <sub><i>f</i></sub> · 10 <sup>3</sup>	<i>k</i> <sub><i>g</i></sub> · 10 <sup>3</sup>					
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	430	430

TABLE A.6 Continued

Temperature, <i>T</i> (K)	Pressure, <i>p</i> (bars) <sup>b</sup>	Specific Volume (m <sup>3</sup> /kg)		Heat of Vaporization, <i>h<sub>fg</sub></i> (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m <sup>2</sup> )		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number <i>Pr<sub>f</sub></i>	Surface Tension, <i>σ<sub>f</sub></i> · 10 <sup>3</sup> (N/m)	Expansion Coeffi- cient, <i>β<sub>f</sub></i> · 10 <sup>4</sup> (K <sup>-1</sup> )	Temper- ature, <i>T</i> (K)
		<i>v<sub>f</sub></i> · 10 <sup>3</sup>	<i>v<sub>g</sub></i>		<i>c<sub>p,f</sub></i>	<i>c<sub>p,g</sub></i>	<i>μ<sub>f</sub></i> · 10 <sup>6</sup>	<i>μ<sub>g</sub></i> · 10 <sup>6</sup>	<i>k<sub>f</sub></i> · 10 <sup>3</sup>	<i>k<sub>g</sub></i> · 10 <sup>3</sup>				
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	645
647.3 <sup>c</sup>	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	647.3 <sup>c</sup>

\*Adapted from Reference 22.

<sup>b</sup>1 bar = 10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup>.

<sup>c</sup>Critical temperature.

Tabel Fouling Factor Pada Heat Exchanger

TABLE 11.1 Representative Fouling Factors [1]

Fluid	$R_f'$ ( $\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ )
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

Tabel Faktor Koreksi untuk Tipe Heat Exchanger

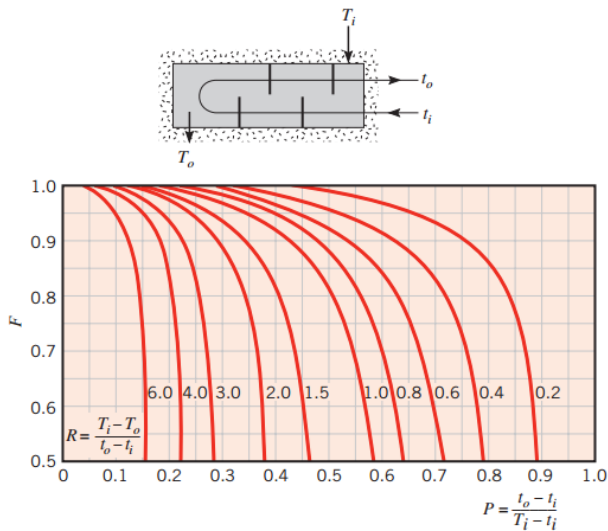
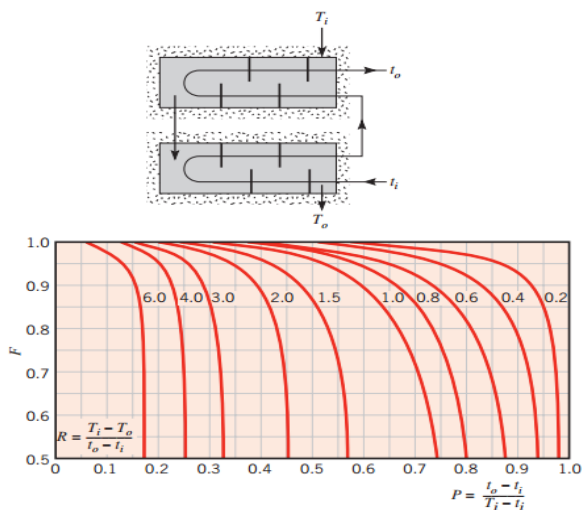
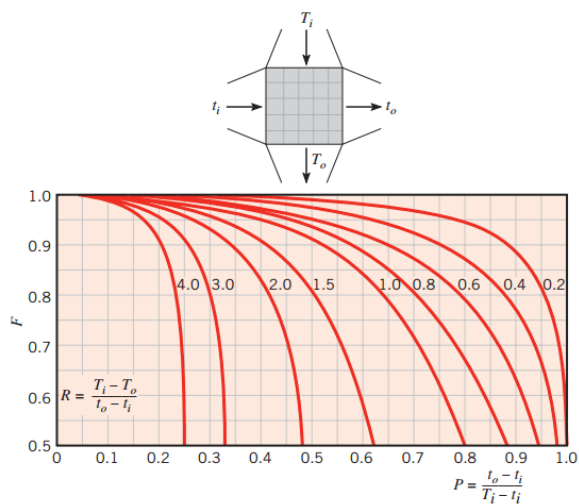


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc., tube passes).

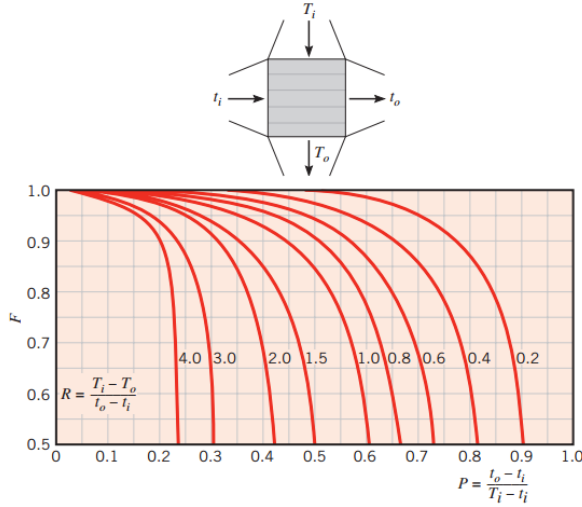




**FIGURE 11S.2** Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc., tube passes).



**FIGURE 11S.3** Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.



**FIGURE 11S.4** Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed.

## Tabel Heat Exchanger Effectiveness

**TABLE 11.3** Heat Exchanger Effectiveness Relations [5]

Flow Arrangement	Relation	
<b>Parallel flow</b>	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
<b>Counterflow</b>	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$ (11.29a)
<b>Shell-and-tube</b>		
One shell pass (2, 4, . . . tube passes)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
$n$ shell passes ( $2n, 4n, . . .$ tube passes)	$\varepsilon = \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[ \left( \frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
<b>Cross-flow (single pass)</b>		
Both fluids unmixed	$\varepsilon = 1 - \exp \left[ \left( \frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$\varepsilon = \left( \frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp[-C_r(1 - \exp(-NTU))])$	(11.33a)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$\varepsilon = 1 - \exp(-C_r^{-1} [1 - \exp[-C_r(NTU)])]$	(11.34a)
<b>All exchangers (<math>C_r = 0</math>)</b>	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

# Tabel Heat Exchanger NTU

TABLE 11.4 Heat Exchanger NTU Relations

Flow Arrangement	Relation	
Parallel flow	$NTU = -\frac{\ln[1 - \varepsilon(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28b)
Counterflow	$NTU = \frac{1}{C_r - 1} \ln\left(\frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon C_r - 1}\right)$	$(C_r < 1)$
	$NTU = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon}$	$(C_r = 1)$ (11.29b)
Shell-and-tube		
One shell pass (2, 4, ... tube passes)	$(NTU)_1 = -(1 + C_r^2)^{-1/2} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$	(11.30b)
	$E = \frac{2/\varepsilon_1 - (1 + C_r)}{(1 + C_r^2)^{1/2}}$	(11.30c)
n shell passes (2n, 4n, ... tube passes)	Use Equations 11.30b and 11.30c with	
	$\varepsilon_1 = \frac{F - 1}{F - C_r}$ $F = \left(\frac{\varepsilon C_r - 1}{\varepsilon - 1}\right)^{1/n}$ $NTU = n(NTU)_1$	(11.31b, c, d)
Cross-flow (single pass)		
$C_{\max}$ (mixed), $C_{\min}$ (unmixed)	$NTU = -\ln\left[1 + \left(\frac{1}{C_r}\right) \ln(1 - \varepsilon C_r)\right]$	(11.33b)
$C_{\min}$ (mixed), $C_{\max}$ (unmixed)	$NTU = -\left(\frac{1}{C_r}\right) \ln[C_r \ln(1 - \varepsilon) + 1]$	(11.34b)
All exchangers ( $C_r = 0$ )	$NTU = -\ln(1 - \varepsilon)$	(11.35b)

## Grafik NTU terhadap Effectiveness Heat Exchanger

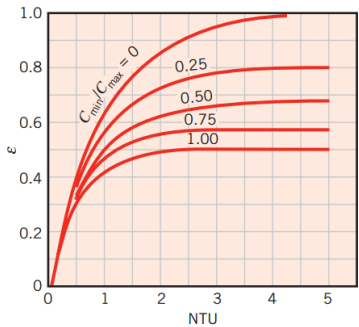


FIGURE 11.10 Effectiveness of a parallel-flow heat exchanger (Equation 11.28).

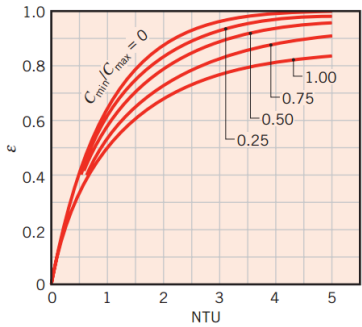
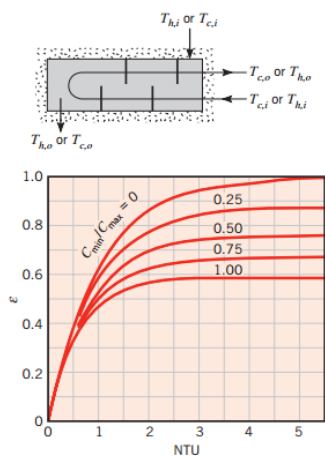
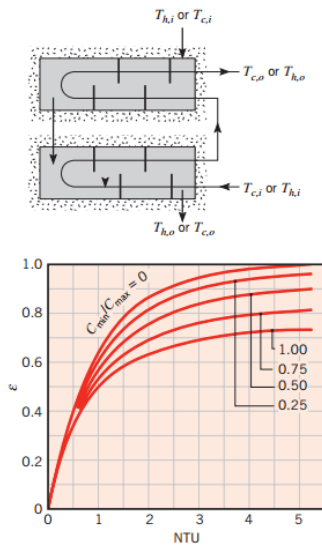


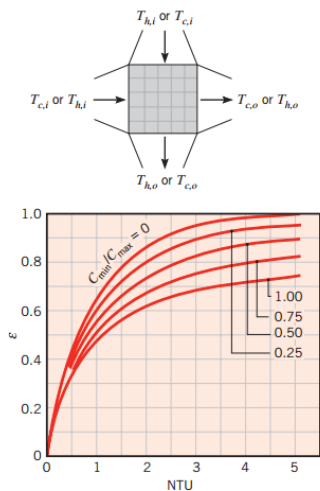
FIGURE 11.11 Effectiveness of a counterflow heat exchanger (Equation 11.29).



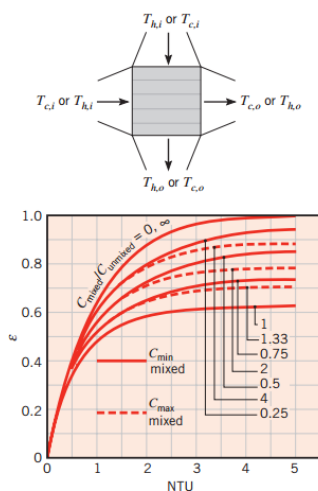
**FIGURE 11.12** Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes) (Equation 11.30).



**FIGURE 11.13** Effectiveness of a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes) (Equation 11.31 with  $n = 2$ ).



**FIGURE 11.14** Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed (Equation 11.32).



**FIGURE 11.15** Effectiveness of a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed (Equations 11.33, 11.34).

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR PUSTAKA

1. **Cengel, A. Yunus and J.Ghajar, Afshin.** "*Heat and Mass Transfer: Fundamental and Application*" fifth edition
2. **Fox, Robert W., McDonald, Alan T., dan Pritchard, Philip J.2004.** "*Introduction to Fluid Mechanics*".8<sup>th</sup> edition,Danvers : John Wiley & Sons, Inc.
3. [http://www.roymech.co.uk/Related/Thermos/Thermos\\_Condensors.html](http://www.roymech.co.uk/Related/Thermos/Thermos_Condensors.html)
4. [http:// Wikipedia.org/wiki/Kondensor](http://Wikipedia.org/wiki/Kondensor)
5. <http://www.thermopedia.com/content/654/>
6. **Incopera, Frank P. And Dewitt, David P. 1990.**  
"*Introduction to Heat Transfer Second Edition*".  
Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
7. **Incopera, Frank P. And Dewitt, David P. 2011.**  
"*Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*". Singapore : John Wiley & Sons, Inc.
8. **J. Moran, Michael and Saphiro, Howard. 2006.**  
"*Fundamental of Engineering Thermodynamics*",5<sup>th</sup> Edition". New York : John Willey & Sons, Inc.
9. *Rendal Operation PLTU PT.PJB UP Gresik*
10. *Thermal Calculation Sheet Determination For Condensor Surface Area*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*